

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



REC'D 19 MAY 2003

WIPO

PCT

Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen:

102 36 290.4

Anmeldetag:

8. August 2002

Anmelder/Inhaber:

LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
Bühl, Baden/DE

Bezeichnung:

Mechanisches Ausrücksystem für ein Doppelkupp-
lungsgetriebe eines Kraftfahrzeuges

IPC:

F 16 D 23/12

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ur-
sprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 6. Februar 2003
Deutsches Patent- und Markenamt

Der Präsident
Im Auftrag

**PRIORITY
DOCUMENT**

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

Hoß

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0587 A

Patentansprüche

5 Mechanisches Ausrücksystem für ein Doppelkupplungsgetriebe eines Kraftfahrzeuges, gekennzeichnet durch mindestens eines der in den nachfolgenden Anmeldungsunterlagen enthaltenen Merkmale oder durch die Kombination von mindestens zwei dieser Merkmale.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0587 A

**Mechanisches Ausrückssystem für ein Doppelkupplungsgetriebe eines
Kraftfahrzeuges**

- 5 Die vorliegende Erfindung betrifft ein mechanisches Ausrückssystem eines Doppelkupplungsgetriebe eines Kraftfahrzeuges.

Gemäß Figur 1 weist ein Fahrzeug 1' in an sich bekannter Weise eine Antriebseinheit 2', wie einen Motor oder eine Brennkraftmaschine auf. Weiterhin sind im
10 Antriebsstrang des Fahrzeuges 1' ein Drehmomentübertragungssystem 3' und ein Getriebe 4' angeordnet. In diesem Ausführungsbeispiel ist das Drehmomentübertragungssystem 3' im Kraftfluss zwischen Motor und Getriebe angeordnet, wobei ein Antriebsmoment des Motors über das Drehmomentübertragungssystem 3' an das Getriebe 4' und von dem Getriebe 4' abtriebsseitig an
15 einer Abtriebswelle 5' und an eine nachgeordnete Achse 6' sowie an die Räder 6a' übertragen wird.

Das Drehmomentübertragungssystem 3' ist als Kupplung, wie z. B. als Reibungskupplung, Lamellenkupplung, Magnetpulverkupplung oder Wandlerüber-
20 brückungskupplung, ausgestaltet, wobei die Kupplung eine selbsteinstellende oder eine verschleißausgleichende Kupplung sein kann.

Das Drehmomentübertragungssystem 3' kann weiterhin als Anfahrkupplung und/oder Wendesatzkupplung zur Drehrichtungsumkehr und/oder Sicherheitskupplung mit einem gezielt ansteuerbaren übertragbaren Drehmoment ausgestaltet sein. Das Drehmomentübertragungssystem 3' kann eine Trockenreibungskupplung oder eine nass laufende Reibungskupplung sein, die beispielsweise in einem Fluid läuft. Ebenso kann sie ein Drehmomentwandler sein.

Das Drehmomentübertragungssystem 3' weist eine Antriebsseite 7' und eine Abtriebsseite 8' auf, wobei ein Drehmoment von der Antriebsseite 7' auf die Antriebsseite 8' übertragen wird, indem z. B. die Kupplungsscheibe 3a' mittels der Druckplatte 3b', der Tellerfeder 3c' und dem Ausrücklager 3e' sowie dem Schwungrad 3d' kraftbeaufschlagt wird. Zu dieser Beaufschlagung wird der Ausrückhebel 20' mittels eines mechanischen Ausrücksystems, z. B. einem Aktor, betätigt.

Die Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystem 3' erfolgt mittels einer Steuereinheit 13', wie ein Steuergerät, welches die Steuerelektronik 13a' und den Aktor 13b' umfassen kann. In einer anderen vorteilhaften Ausführung können den Aktor 13b' und die Steuerelektronik 13a' auch in zwei unterschiedlichen Baueinheiten, wie Gehäusen, angeordnet sein.

Die Steuereinheit 13' kann die Steuer- und Leistungselektronik zur Ansteuerung des Antriebsmotors 12' des Aktors 13b' enthalten. Dadurch kann beispielsweise

vorteilhaft erreicht werden, dass das System als einzigen Bauraum den Bauraum für den Aktor 13b' mit Elektronik benötigt. Der Aktor 13b' besteht aus dem Antriebsmotor 12', wie z. B. einem Elektromotor, wobei der Elektromotor 12' über ein Getriebe, wie z. B. ein Schneckengetriebe oder ein Stirnradgetriebe oder ein Kurbelgetriebe oder ein Gewindespindelgetriebe, auf einen Geberzylinder 11' wirkt. Diese Wirkung auf den Geberzylinder 11' kann direkt oder über ein Gestänge erfolgen.

Die Bewegung des Ausgangsteiles des Aktors 13b', wie z. B. des Geberzylinderkolbens 11a', wird mit einem Kupplungswegsensor 14' detektiert, welcher die Position oder Stellung oder die Geschwindigkeit oder die Beschleunigung einer Größe detektiert, welche proportional zur Position bzw. Einrückposition respektive der Geschwindigkeit oder Beschleunigung der Kupplung ist. Der Geberzylinder 11' ist über eine Druckmittelleitung 9', wie z. B. Hydraulikleitung, mit dem Nehmerzylinder 10' verbunden. Das Ausgangselement 10a' des Nehmerzylinders ist mit dem Ausrückmittel 20', z. B. einem Ausrückhebel, wirkverbunden, so dass eine Bewegung des Ausgangsteiles 10a' des Nehmerzylinders 10' bewirkt, dass das Ausrückmittel 20' ebenfalls bewegt oder verkippt wird, um das von der Kupplung 3' übertragbare Drehmoment anzusteuern.

Der Aktor 13b' zur Ansteuerung des übertragbaren Drehmoments des Drehmomentübertragungssystem 3' kann druckmittelbetätigbar sein, d. h., er kann einen Druckmittelgeber- und Nehmerzylinder aufweisen. Das Druckmittel kann beispielsweise ein Hydraulikfluid oder ein Pneumatikmedium sein. Die Betäti-

gung des Druckmittelgeberzylinders kann elektromotorisch erfolgen, wobei der als Antriebselement 12' vorgesehene Elektromotor elektronisch angesteuert werden kann. Das Antriebselement 12' des Aktors 13b' kann neben einem elektromotorischen Antriebselement auch ein anderes, beispielsweise druckmittelbetätigtes Antriebselement sein. Weiterhin können Magnetaktoren verwendet werden, um eine Position eines Elementes einzustellen.

Bei einer Reibungskupplung erfolgt die Ansteuerung des übertragbaren Drehmomentes dadurch, dass die Anpressung der Reibbeläge der Kupplungsscheibe zwischen dem Schwungrad 3d' und der Druckplatte 3b' gezielt erfolgt. Über die Stellung des Ausrückmittels 20', wie z. B. einer Ausrückgabel oder eines Zentralausrückers kann die Kraftbeaufschlagung der Druckplatte 3b' respektive der Reibbeläge gezielt angesteuert werden, wobei die Druckplatte 3b' dabei zwischen zwei Endpositionen bewegt und beliebig eingestellt und fixiert werden kann. Die eine Endposition entspricht einer völlig eingerückten Kupplungsposition und die andere Endposition einer völlig ausgerückten Kupplungsposition. Zur Ansteuerung eines übertragbaren Drehmomentes, welches beispielsweise geringer ist als das momentan anliegende Motormoment, kann beispielsweise eine Position der Druckplatte 3b' angesteuert werden, die in einem Zwischenbereich zwischen den beiden Endpositionen liegt. Die Kupplung kann mittels der gezielten Ansteuerung des Ausrückmittels 20' in dieser Position fixiert werden. Es können aber auch übertragbare Kupplungsmomente angesteuert werden, die definiert über den momentan anstehenden Motormomenten liegen. In einem solchen Fall können die aktuell anstehenden Motormomente übertragen wer-

den, wobei die Drehmoment-Ungleichförmigkeiten im Antriebsstrang in Form von beispielsweise Drehmomentspitzen gedämpft und/oder isoliert werden.

5 Zur Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3' werden weiterhin Sensoren verwendet, die zumindest zeitweise die relevanten Größen des gesamten Systems überwachen und die zur Steuerung notwendigen Zustandsgrößen, Signale und Messwerte liefern, die von der Steuereinheit verarbeitet werden, wobei eine Signalverbindung zu anderen Elektroeinheiten, wie beispielsweise zu einer Motorelektronik oder einer Elektronik eines Antiblockiersystems (ABS) oder einer Antischlupfregelung (ASR) vorgesehen sein kann
10 und bestehen kann. Die Sensoren detektieren beispielsweise Drehzahlen, wie Raddrehzahlen, Motordrehzahlen, die Position des Lasthebels, die Drosselklappeinstellung, die Gangposition des Getriebes, eine Schaltabsicht und weitere fahrzeugspezifische Kenngrößen.

15

Die Figur 1 zeigt, dass ein Drosselklappensensor 15', ein Motordrehzahlsensor 16', sowie ein Tachosensor 17' Verwendung finden können und Messwerte bzw. Informationen an das Steuergerät 13' weiterleiten. Die Elektroneinheit, wie z. B. Computereinheit, der Steuerelektronik 13a' verarbeitet die Systemeingangsgrößen und gibt Steuersignale an den Aktor 13b' weiter.
20

Das Getriebe ist als z. B. Stufenwechselgetriebe ausgestaltet, wobei die Übersetzungsstufen mittels eines Schalthebels 18' gewechselt werden oder das Getriebe mittels dieses Schalthebels 18' betätigt oder bedient wird. Weiterhin ist an

dem Schalthebel 18' des Handschaltgetriebes zumindest ein Sensor 19b' angeordnet, welcher die Schaltabsicht und/oder die Gangposition detektiert und an das Steuergerät 13' weiterleitet. Der Sensor 19a' ist am Getriebe angelenkt und detektiert die aktuelle Gangposition und/oder eine Schaltabsicht. Die

5 Schaltabsichtserkennung unter Verwendung von zumindest einem der beiden Sensoren 19a' , 19b' kann dadurch erfolgen, dass der Sensor ein Kraftsensor ist, welcher die auf den Schalthebel 18' wirkende Kraft detektiert. Weiterhin kann der Sensor aber auch als Weg- oder Positionssensor ausgestaltet sein, wobei die Steuereinheit aus der zeitlichen Veränderung des Positionssignals

10 eine Schaltabsicht erkennt.

Das Steuergerät 13' steht mit allen Sensoren zumindest zeitweise in Signalverbindung und bewertet die Sensorsignale und Systemeingangsgrößen in der Art und Weise, dass in Abhängigkeit von dem aktuellen Betriebspunkt die Steuereinheit Steuer- oder Regelungsbefehle an den zumindest einen Aktor 13b' aus-

15 gibt. Der Antriebsmotor 12' des Aktors 13b', z. B. ein Elektromotor, erhält von der Steuereinheit, welche die Kupplungsbetätigung ansteuert, eine Stellgröße in Abhängigkeit von Messwerten und/oder Systemeingangsgrößen und/oder Signalen der angeschlossenen Sensorik. Hierzu ist in dem Steuergerät 13' ein

20 Steuerprogramm als Hard- und/oder Software implementiert, das die eingehenden Signale bewertet und anhand von Vergleichen und/oder Funktionen und/oder Kennfeldern die Ausgangsgrößen berechnet oder bestimmt.

Das Steuergerät 13' hat in vorteilhafter Weise eine Drehmomentbestimmungseinheit, eine Gangpositionsbestimmungseinheit, eine Schlupfbestimmungseinheit und/oder eine Betriebszustandsbestimmungseinheit implementiert oder es steht mit zumindest einer dieser Einheiten in Signalverbindung. Diese Einheiten
5 können durch Steuerprogramme als Hardware und/oder als Software implementiert sein, so dass mittels der eingehenden Sensorsignale das Drehmoment der Antriebseinheit 2' des Fahrzeuges 1', die Gangposition des Getriebes 4 sowie der Schlupf, welcher im Bereich des Drehmomentübertragungssystem 3' herrscht und der aktuelle Betriebszustand des Fahrzeuges 1' bestimmt werden
10 können. Die Gangpositionsbestimmungseinheit ermittelt anhand der Signale der Sensoren 19a' und 19b' den aktuell eingelegten Gang. Dabei sind die Sensoren 19a', 19b' am Schalthebel und/oder an getriebeinternen Stellmitteln, wie beispielsweise einer zentralen Schaltwelle oder Schaltstange, angelenkt und diese detektieren, beispielsweise die Lage und/oder die Geschwindigkeit dieser Bauteile. Weiterhin kann ein Lasthebelsensor 31' am Lasthebel 30', wie z. B. an einem Gaspedal, angeordnet sein, welcher die Lasthebelposition detektiert. Ein
15 weiterer Sensor 32' kann als Leerlaufschalter fungieren, d. h. bei betätigtem Lasthebel 30' bzw. Gaspedal ist dieser Leerlaufschalter 32' eingeschaltet und bei nicht betätigtem Lasthebel 30' ist er ausgeschaltet, so dass durch diese digitale Information erkannt werden kann, ob der Lasthebel 30' betätigt wird. Der
20 Lasthebelsensor 31' detektiert den Grad der Betätigung des Lasthebels 30'.

Die Figur 1 zeigt neben dem Lasthebel 30' und den damit in Verbindung stehenden Sensoren ein Bremsenbetätigungselement 40' zur Betätigung der Be-

triebsbremse oder der Feststellbremse, wie z. B. Bremspedal, einen Handbremshebel oder ein hand- oder fußbetätigtes Betätigungselement der Feststellbremse. Zumindest ein Sensor 4' ist an dem Betätigungselement 40' angeordnet und überwacht dessen Betätigung. Der Sensor 41' ist beispielsweise als digitaler Sensor, wie z. B. als Schalter, ausgestaltet, wobei dieser detektiert, dass das Betätigungselement 40' betätigt oder nicht betätigt ist. Mit dem Sensor 41' kann eine Signaleinrichtung, wie z. B. eine Bremsleuchte, in Signalverbindung stehen, welche signalisiert, dass die Bremse betätigt ist. Dies kann sowohl für die Betriebsbremse als auch für die Feststellbremse erfolgen. Der Sensor 41' kann jedoch auch als analoger Sensor ausgestaltet sein, wobei ein solcher Sensor, wie beispielsweise ein Potentiometer, den Grad der Betätigung des Bremsbetätigungselements 41' ermittelt. Auch dieser Sensor kann mit einer Signaleinrichtung in Signalverbindung stehen.

Im Folgenden wird ein erfindungsgemäßes mechanisches Ausrücksystem für ein Doppelkupplungsgetriebe mit zwei koaxial gelagerten Drehgabeln näher erläutert.

Es ist bekannt, für eine Doppelkupplung zwei koaxial angeordnete Ausrücklager vorzusehen. Die Anlenkung soll daher durch zwei Drehgabeln mit ebenfalls koaxial positionierten Drehachsen erfolgen. Zwischen den Ausrücklagern und der jeweiligen Drehgabel besteht an zwei Stellen Kontakt. Da die Ausrücklager als Schiebestücke ausgeführt sind besteht die Gefahr, dass ein Kippen und letztlich ein Verklemmen des Ausrücksystems stattfinden kann. Es ist deshalb ein aus-

reichendes Verhältnis von Führungsdurchmesser zur Führungslänge anzustreben. Die Möglichkeiten dies zu erreichen sind relativ beschränkt. Um so bedeutungsvoller ist es eine möglichst gleichmäßige Anlenkung an den beiden Kontaktstellen zur Ausrückgabel zu erreichen. Realisierbar ist dies z. B. durch
5 eine einteilige Ausrückgabel. Die koaxiale Lagerung von zwei Ausrückssystemen steht zu diesem Ziel aber im Widerspruch.

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht daher darin, ein mechanisches Ausrückssystem für ein Doppelkupplungsgetriebe anzugeben, bei dem zwei Aus-
10 rücksysteme koaxial gelagert sind und das eine relativ gleichmäßige Anlenkung an den Kontaktstellen zwischen den Ausrückgabeln und den Ausrücklagern zu schaffen.

Im Folgenden wird das vorliegende Ausrückssystem im Gegensatz zum Stand
15 der Technik näher erläutert. Die Figur 2 zeigt dabei ein bekanntes mechanisches Ausrückssystem mit einer einteiligen Drehgabel, wobei in der Figur 2 oben eine Ansicht von oben gesehen und unten eine Ansicht von der Seite her gesehen dargestellt sind.

3 zeigt ein erfindungsgemäßes Ausrückssystem mit einer, koaxial gelagerten
20 Doppelgabel mit zwei koaxialen Ausrücklagern.

Die von der Drehwelle betätigten äußeren Gabeln sind in den Figuren 4 und 5 herausgestellt. Die Anordnung in Figur 4 stellt den ungünstigsten Fall dar: Die Wirkung der beiden Ausrückgabelhälften wird sich durch die Elastizität der

Drehwelle unterscheiden. Das Ausrücklager wird durch die unterschiedlichen Vortriebskräfte eher zu einem Klemmen neigen. Ziel ist es die gleiche Steifigkeit der Gabelhälften bezüglich des Betätigungshebels zu erreichen. Eine Möglichkeit wäre eine unterschiedliche Gestaltung der beiden Gabelhälften. Eine Halbgabel würde dabei weicher ausgeführt. Das Ausrücksystem würde dann aber an Gesamtsteifigkeit verlieren.

Erfindungsgemäß wurden die Wege des Momente- bzw. Kraftflusses für beide Halbgabeln gleich gestaltet, so dass eine bessere Funktion des Ausrücksystems erwartet werden kann. Eine Möglichkeit ist in Figur 5 gezeigt und entspricht der Darstellung in Figur 3. Die momentenübertragenden Verbindungen von Drehwelle und Halbgabeln sind hierbei relativ weit zusammengezogen. Die Wirkung der Betätigung wird sich folglich gleichmäßig auf die beiden Gabelhälften aufteilen.

Zusätzliche Vorteile sind in der vorteilhaften Fertigung von zwei gleichen Halbgabeln, der einfachen Montagefolge und der Nutzung der Halbgabeln als Lagerstelle der inneren Ausrückgabel zu sehen, wie dies die Figur 3 zeigt.

Im Folgenden wird eine doppelte, koaxiale MZA-Anordnung für ein erfindungsgemäßes Ausrücksystem eines Doppelkupplungsgetriebes näher erläutert.

Zur Betätigung einer Doppelkupplung eines Doppelkupplungsgetriebes sind zwei koaxial angeordnete Ausrücklager zu betätigen. Die Bauraumverhältnisse

sind sehr beengt, so dass eine Verschachtelung zweier herkömmlicher Ausrücksysteme nicht auf einfache Art realisiert werden kann.

Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, eine axial kurze Anordnung, die in den
5 radialen Raum zwischen Getriebeeingangswellen und Lagerbutzen der Nebenwellen passt, zu schaffen.

Zusätzliche Zielsetzung ist die axiale Ausrückkraftabstützung am Kupplungsdeckel. Hiermit sollen die Ausrückkräfte nicht auf die Kurbelwellenlager gestützt
10 werden.

Weiterhin soll die gesamte Lagerung des Kupplungssystems an der Kupplungsglocke realisiert werden. Die Montage der Kupplung soll dann in die
Kupplungsglocke des Getriebes erfolgen. Das Getriebe mit Kupplung wird an-
15 schließend auf den Motorblock montiert. Durch diese geänderte Verfahrensweise lassen sich verschiedene Montage-/ Demontageprobleme lösen.

Die vorliegende MZA-Anordnung lässt sich vorteilhaft in Kupplungsglocken oder Zwischenplatten integrieren.

20

Die Funktion einer einfachen, herkömmlichen MZA-Anordnung mit Antriebsaktor wird nachfolgend im Zusammenhang mit den Figuren 6 bis 11 näher erläutert.

Bei einer Drehung eines Rampenteiles wird ein Hub des Ausrücklagers gegen die Kraft der Tellerfeder bewirkt.

Die Figur 6 zeigt die Betätigung eines Ausrücksystems durch ein Kronenradgetriebe. In der Figur 7 ist die Betätigung eines Ausrücksystems durch ein Stirnradgetriebe dargestellt, während die Figur 8 die Betätigung eines Ausrücksystems durch ein Bandgetriebe zeigt. Die Figuren 9 bis 11 zeigen die Betätigung eines Ausrücksystems durch ein Koppelgetriebe mit Stange bzw. mit einem Umlenkhebel bzw. durch einen Seilzug.

10

Erfindungsgemäß sollen nun zwei Ausrücksysteme betätigt werden. Hierbei erweist sich eine Anordnung gemäß den Figuren 12 und 13 als sehr kompakt. Hauptmerkmal ist, dass der eine bewegliche Rampenring als Stützrampe des zweiten beweglichen Rampenringes genutzt wird. Die zwei Rampenbahnen sind mit entsprechender Steigung in die gleiche Richtung angeordnet. Durch diese Eigenschaften haben die beiden Mechanismen keine Rückwirkungen untereinander. Die Fertigung des mittleren Rampenkörpers ist bei dieser geometrischen Anordnung vorteilhaft. Es entsteht kein Hinterschnitt, so dass eine Fertigung durch Umformen möglich ist.

20

Für die Betätigungen der zwei Ausrücksysteme können die in den Figuren 6 bis 11 gezeigten Varianten mit Seilzügen, Zahnrädern, Zahnradsegmenten, Riemengetrieben etc. eingesetzt werden. Vorteilhaft sind Varianten bei denen der

Eingriff des Übertragungsgetriebes bei der Kupplungsmontage automatisch hergestellt wird.

Die prinzipiellen Anordnungsmöglichkeiten der Rampenbahnen sind in den Figuren 14 bis 16 dargestellt. Die bevorzugte Variante entspricht der Ausführung der Figur 15.

Die Figur 17 zeigt eine alternative Anordnung. Ein Aufbau mit gleicher Struktur ist auch mit anderen Hubgetrieben möglich. Beispielfhaft wird in der Figur 17 die Kombination zweier vom EZA bekannten „Schraubbandgetriebe“ gezeigt. Vorteilhaft ist die mögliche Selbsthemmung der Getriebe.

Im Folgenden werden die Lagerung des Kupplungssystems bzw. die Axialkraftabstützung näher erläutert. Um eine Lagerung des Kupplungssystems zu realisieren muss das feststehende Rampenteil gegenüber der Kupplung gelagert werden. Drei Anordnungsvarianten sind in den Figuren 18 bis 20 gezeigt. Durch Befestigung des drehfesten Rampenteiles an der Kupplungsglocke kann das gesamte Kupplungssystem fixiert werden.

In der Figur 18 ist die Lagerung am mittleren Kupplungsdeckel vor den beiden Tellerfedern gezeigt. Die Figur 19 zeigt die Lagerung am mittleren Kupplungsdeckel zwischen den beiden Tellerfedern, während die Figur 20 die Lagerung am äußeren Kupplungsdeckel hinter den beiden Tellerfedern zeigt.

Nachfolgend wird eine erfindungsgemäße Doppel- oder Kombikupplung mit verbundenen Deckeln näher erläutert.

Der Einsatz von deckelfesten Ausrücksystemen oder die Lagerung einer Kupplung in der Kupplungsglocke erhöhen die Anforderung an die Steifigkeiten der Kupplungsdeckel, die die zusätzliche Lagerung tragen.

Eine solche Lagerung wird durch den Einsatz der Schlupfregelung erforderlich.

Die Aufgabe der Erfindung besteht daher darin, eine Doppel- oder Kombikupplung zu schaffen, bei der die Steifigkeiten der Kupplungsdeckel erhöht sind.

Erfindungsgemäß werden daher die bei einem Doppelkupplungs- oder Kombikupplungssystem vorhandenen Deckel miteinander verbunden, um die Steifigkeiten zu erhöhen. Dies ist in den Figuren 21 und 22 dargestellt.

Neben der Erhöhung der Steifigkeit für die deckelfeste Lagerung bzw. die Lagerung der Kupplung selbst ergeben sich auch Vorteile für die Betätigung der Kupplung. Die Verformungen aufgrund der Ausrückkräfte werden reduziert und es ergibt sich eine bessere Steuerbarkeit.

Im Folgenden wird ein erfindungsgemäßes mechanisches Ausrücksystem für ein Parallelschaltgetriebe (PSG) erläutert.

Für eine Doppelkupplung ist der Einsatz von zwei coaxial angeordneten Ausrücklagern vorgesehen. Die Anlenkung soll durch zwei Drehgabeln erfolgen. Dabei werden die Ausrückssysteme in Kupplungsglocken oder Zwischenplatten integriert.

5

Dabei besteht die Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, ein Klemmen bzw. hohe Reibverluste am äußeren Ausrücklager zu vermeiden.

10

Die Figur 23 zeigt eine coaxial gelagerte Doppelgabel mit zwei coaxialen Ausrücklagern. Eine solche Doppelgabel wurde auch im Zusammenhang mit der Figur 3 näher erläutert.

15

Bei einer solchen Anordnung ist die Betätigung des äußeren Ausrücklagers problematisch. Speziell dieses Lager besitzt nur eine unzureichende Führungslänge auf seinem Führungsrohr. Somit ist hier eine ungleichmäßige Anlenkung durch die Ausrückgabel kritischer als bei dem inneren Ausrücklager. Auch die außermittige Betätigung der Drehwelle durch die Anordnung der Lagerstellen und des Betätigungshebels zum Aktor ist problematisch für die gleichmäßige Krafteinleitung zum äußeren Ausrücklager.

20

Um ein Klemmen bzw. hohe Reibverluste oder andere Probleme am äußeren Ausrücklager zu vermeiden wird erfindungsgemäß eine möglichst symmetrisch angeordnete Betätigung angestrebt. Dies kann durch einen Aufbau nach dem in den Figuren 24 und 25 gezeigten Prinzip erfolgen.

Vorteilhaft ist die symmetrische Anordnung der beiden Hebelteile. Es erfolgt somit eine gleichmäßige Krafteinleitung in das Ausrücklager und in den Aktor. Die beiden Seiten der Ausrückgabel können u. U. auch miteinander verbunden, d. h. einteilig ausgeführt sein. Der Betätigungshebel des inneren Ausrücklagers muss nicht wie in der Figur 24 gezeigt mit dem äußeren Ausrückhebel gemeinsam gelagert sein (siehe Figur 26). Die Lagerstelle kann somit relativ einfach gestaltet werden, wie dies bei Blechausrückhebeln typisch ist.

- 10 Die Teile der beiden Hebel können vorteilhaft als Schmiedestücke oder Blechteile gefertigt werden.

Es wird nun ein erfindungsgemäßer Kupplungsaktor mit doppeltem Schneckenradgetriebe, zur Aufhebung von Lagerkraftverlusten erläutert. Insbesondere wird dieser Kupplungsaktor bei einer Kupplungsaktorik für ein Parallelschaltgetriebe eingesetzt.

- 20 Für ein Parallelschaltgetriebe (PSG) wird ein mechanisches Ausrücksystem vorgesehen, wobei die Betätigung durch einen Schwenkhebel erfolgen soll. Der Hebel wiederum wird von einem, in der Kupplungsglocke gelagerten, Zahnkranzsegment angelenkt. Dieses Bauteil soll durch einen außerhalb der Kupplungsglocke liegenden Aktor angetrieben werden. Für den Aktor bestehen Anforderungen bezüglich der Leistungsfähigkeit (Wirkungsgrad) und der Selbsthemmung.

Im Gesamtaufbau der Kupplungsaktorik treten verschiedene Lagerstellen mit relativ hohen Verlustleistungen auf, was gemäß der Aufgabe der Erfindung vermieden werden soll. Es wird daher vorgeschlagen, dass sich durch die Anordnung der Getriebeteile die Lagerkräfte teilweise aufheben und somit die Verluste reduziert werden.

Zunächst werden die Teilgetriebe der Kupplungsaktorik erläutert.

10 a) Aktogetriebe

Die Anforderung nach Selbsthemmung ist durch ein Keilgetriebe zu erfüllen. Hierfür können u.a. Spindelgetriebe oder Schneckenradgetriebe eingesetzt werden. Durch die Kraftverhältnisse beim Bewegen der Bauteile kann in Folge der Reibkräfte eine theoretisch sichere Selbsthemmung erreicht werden. Weitere Vorteile solcher Getriebeformen sind die kleine Massenträgheit und die geringe Anzahl an Bauteilen bzw. die geringen Kosten. Problematisch ist, dass bei Anordnungen mit Selbsthemmung ein relativ schlechter Wirkungsgrad zu verzeichnen ist.

20 Beispielsweise beträgt bei einem selbsthemmenden Schneckenradgetriebe mit einer Verzahnungswirkungsgrad von 0,5 und Verlustleistungen durch Lagerstellen und Abdichtung der Getriebewirkungsgrad ca. 0,35.

b) Übertragungsgetriebe in der Kupplungsglocke

Weiterhin wird dem Gesamtaufbau entsprechend, durch ein auf der Schneckenradwelle befindliches Ritzel ein Zahnkranzsegment angetrieben. Die hierbei auftretenden radialen bzw. axialen Verzahnungskräfte werden durch die Lagerung des Zahnkranzsegmentes aufgenommen. Da hierfür eine Gleitführung vorgesehen ist muss an dieser Stelle ebenfalls mit relativ hohen Verlustleistungen gerechnet werden.

Maßnahme zur Reduzierung der Lagerverluste:

Um diese Verlustleistungen zu reduzieren wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, dass die axialen Schneckenkräfte durch eine doppelte Anordnung von Schneckenrädern aufgehoben werden sollen. Die wechselsinnigen Verzahnungskräfte addieren sich somit zu Null und es wird keine Axialkraft in die Lagerstellen der Schneckenwelle eingeleitet. Dies ist in der Figur 27 dargestellt.

Die am Zahnkranzsegment auftretenden Lagerkräfte lassen sich auf ähnliche Weise aufheben. Von den beiden Schneckenrädern wird gemäß Figur 28 je ein Ritzel angetrieben. Zwischen diesen Ritzeln ist das Zahnsegment angeordnet. Die Reaktionskräfte am Zahnsegment heben sich somit auf und es treten keine Lagerkräfte in dieser Richtung auf.

Der Vorteil der erfindungsgemäß vorgeschlagenen Variante zeigt sich in der Gesamtanordnung der Kupplungsaktorik, die die Figur 29 zeigt.

Die Vorteile dieser Anordnung sind:

- geringe Teileanzahl (Ritzel und Schneckenrad u.U. einteilig)
- reduzierte Lagerlast an der Schneckenwelle
- reduzierte Lagerlast am Zahnkranzsegment und
- günstige Anordnung des Motors zur Kupplungsglocke

5

Alternativ kann das Zahnkranzsegment u.a. als Kunststoff-Spritzgussteil, Sinterteil, geprägtes Blechteil oder als mehrteiliges Dünnsblechteil (Figur 30) ausgebildet sein.

10

Statt einer Anordnung als Kronenrad ist das Zahnkranzsegment auch stirnseitig verzahnt möglich. Es ändert sich entsprechend die Anordnung des Aktors.

Statt der beidseitigen Verzahnung ist auch eine einseitige Verzahnung mit einem Reibradgetriebe auf der Gegenseite möglich. Durch den Zwanglauf der Verzahnung bleibt die Wegzuordnung zwischen Sensorik im Aktormotor und Kupplungsausrückweg immer erhalten.

15

Durch unterschiedliche Durchmesser verhältnisse der beiden Ritzel und Schneckenräder zueinander kann eine Winkellage (nicht parallel) der Motorachse zur Lage der Getriebeeingangswelle erreicht werden, wie dies die Figur 31 zeigt.

20

Im Folgenden wird eine erfindungsgemäße Kompensationsfederanordnung für Doppelkupplungen erläutert.

Bei einem Ausrücksystem eines Parallelschaltgetriebes (PSG) ist eine mechanische Übertragungsstrecke zwischen den Aktoren und den Ausrücklagern anzuordnen. Wenn herkömmliche SAC-Kupplungen zum Einsatz kommen, die sich selbst nachstellen (Self Addjusting Clutch), ist eine teilweise Kompensation der Betätigungskräfte vorteilhaft.

Zur Betätigung einer herkömmlichen Kupplung mit einem elektromotorischen Aktor erweist sich eine Kraftkompensation als vorteilhaft. Die Wirkung der Kompensationsfeder reduziert die Größe der Maximalkraft. Weiterhin wird die Leistungsaufnahme der Kupplungsbetätigung vermindert, indem die Betätigungskräfte im Hubbereich mit hoher Bewegungshäufigkeit verringert werden (siehe Figur 32).

Als Alternative hierzu kann eine Kupplung mit kombinierter Zug-/Druckbetätigung gesehen werden. Problematisch an dieser Variante ist, dass die Zug-/Druckkraft von dem Ausrücklager und dem übrigen Übertragungssystem aufgebracht werden muss. Dies hat negativen Einfluss auf die Gestaltung der Bauteile (Baugröße, Montage, Lagerung) (siehe Figur 33).

Erfindungsgemäß wird gemäß Figur 34 zur Beseitigung der geschilderten Nachteile eine Kompensation in das Übertragungssystem für eine konventionelle Kupplung integriert.

Der Vergleich der Anordnungen der Ausführungsformen, der Figuren 32, 33 und 34 im Hinblick auf den Kupplungstyp, die Ausrücklager, die Übertragungssysteme, die Kupplungsaktoren und die Kompensation ist in der nachfolgenden Tabelle dargestellt.

5

10

15

20

25

Tabelle

	Figur 32	Figur 33	Figur 34
Kupplungs- typ	<p>SAC</p> <p>- hohe Betätigungs- kräfte + eine Kraftrichtung am Deckellager + Serienerfahrung</p>	<p>PPC</p> <p>+ reduzierte Betätigungs- kräfte - Kraftrichtungswechsler am Deckellager - Entwicklungsrisiko</p>	<p>SAC</p> <p>- hohe Betätigungs- kräfte + eine Kraftrichtung am Deckellager + Serienerfahrung</p>
Ausrück- lager	<p>- hohe Betätigungs- kräfte + einseitig wirkendes Ausrücklager + Serienerfahrung</p>	<p>+ reduzierte Betätigungs- kräfte - zweiseitig wirkendes Ausrücklager - größerer Bauraumbedarf - Montageaufwand - Entwicklungsrisiko</p>	<p>- hohe Betätigungs- kräfte + einseitig wirkendes Ausrücklager + Serienerfahrung</p>
Übertra- gungs- system	<p>- hohe Betätigungs- kräfte + einseitig wirkende Übertragungsteile + Serienerfahrung</p>	<p>+ reduzierte Betätigungs- kräfte - zweiseitig wirkende Übertragungsteile - Entwicklungsrisiko</p>	<p>+ reduzierte Betätigungs- kräfte - zweiseitig wirkende Übertragungsteile - Entwicklungsrisiko</p>

Kupplungs- Aktor	• zweiseitig wirkendes Aktorgetriebe	• zweiseitig wirkendes Aktorgetriebe	• zweiseitig wirkendes Aktorgetriebe
Kompen- sation	• Kompensation im Aktor	+ keine Kompensation	• Kompensation im Aktor

Die Vorteile der Anordnung der Figur 34 sind demnach:

- Es kann ein konventionelles, einseitiges Ausrücklager mit geringem Bau-
raumbedarf und einfacher Montage verwendet werden.
- Die Betätigungskräfte des Übertragungssystems sind reduziert.

Die mögliche Anordnung einer Kompensationsfeder ist in der Figur 35 dargestellt. Es zeigen sich hier, die gute Bauraumausnutzung und die vorteilhafte, relativ weiche Kompensationskraftkennlinie (geringe Federrate durch große Windungsdurchmesser).

Zusätzliche Effekte lassen sich bei Doppelkupplungen erlangen. Zunächst soll die prinzipielle Anordnung von zwei separaten Kompensationsfedern gesehen werden. Jede Feder wirkt jeweils auf eine Kupplung (siehe Figur 36).

Es ist möglich die Federn an verschiedenen Stellen der Übertragungsstrecke zu platzieren. Bei einer günstigen Anordnung lassen sich u. U. baugleiche Federn einsetzen.

- 5 Aus dem Schema der Figur 37 ist eine weitere vorteilhafte Lösung abzuleiten. Wie in den Figuren 38 und 39 gezeigt ist, kann eine Kompensationsfeder auch beidseitig zwischen den beiden Ausrücklagern eingespannt werden.

- 10 Die eine gemeinsame Kompensation wirkt vorteilhaft zwischen einem drückend und einem ziehend betätigten Ausrücklager.

Bei Systemen mit einer koaxialen Feder sind große Windungsdurchmesser und somit vorteilhaft geringe Federsteifigkeiten zu finden (siehe Figur 40).

- 15 Die Figur 401 zeigt die Vorsehung einer Kompensation in einem Ausrücklager mit einer zweiseitig wirkenden Kompensationsfeder.

- 20 Der Vergleich der Figuren 37 und 38 lässt erkennen, dass die eine Feder auch erheblich länger ausgeführt werden kann. Dies führt ebenfalls zu günstigen Federeigenschaften.

In dem Diagramm der Figur 42 ist die Kompensationskraft an einem Beispiel dargestellt. Es ist zu bemerken, dass eine Rückwirkung der beiden Kupplungssysteme durch die Selbsthemmung der Aktorgetriebe verhindert wird.

Eine weitere Anwendung der gemeinsamen Kompensation kann gefunden werden, wenn die beiden Betätigungshebel gemäß den Figuren 43 und 44 angeordnet sind. Durch die deckungsgleiche Lage der Aktoranlenkungen ist auch an
5 dieser Stelle eine gemeinsame Kompensationsfeder möglich (siehe Figur 44).
Zu bemerken ist, dass nun auch die Betätigungshebel nur einseitig, dafür aber mit einer höheren Kraft belastet werden.

Die Kompensationsfeder ist, gemäß den Figuren 45 bis 47 auch in einem ge-
10 meinsamen Aktor anzuordnen.

Eine weitere Anordnungsvariante einer Kompensationsfeder im Ausrücksystem ist in der Figur 48 schematisch gezeigt. Die Möglichkeit von Federn zwischen Kupplungsdeckel und Ausrücklager ist z. B. aus den Patent DE 44 43 791 be-
15 kannt.

Die Wirkung dieser Kompensationsfeder in Kombination mit der Kupplung entspricht einer Zug-/Druck-Kupplung; z. B. muss das Ausrücklager beidseitig Kraft übertragen.

20 Es wird nun die erfindungsgemäße Betätigung einer Doppelkupplung durch eine Schraubaktor-Brems-Kombination näher erläutert.

Die Betätigung einer Doppelkupplung stellt einerseits erhebliche Anforderungen an den erforderlichen Bauraum, andererseits sind bei größeren Kupplungsmomenten große Betätigungskräfte erforderlich.

- 5 Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, eine Vorrichtung zur Betätigung einer Doppelkupplung zu schaffen, die einen relativ kleinen Bauraum erfordert.

- 10 Gelöst wird diese Aufgabe durch eine Schraubaktor-Brems-Kombination mit Kompensationswirkung, wobei das Schraube-Mutter-Prinzip genutzt wird, wobei als „Schraube“ eine Spindel mit zwei Bereichen gegenläufiger Steigung angewandt wird und die „Muttern“, jeweils mit einer Bremsvorrichtung versehen, auf dieser Spindel geführt werden und über je ein Ausrücklager mit der zugeordneten Tellerfederzunge verbunden sind wie dies die Figur 49 zeigt. Auf diese Weise wird die Kupplung bei drehendem Motor nur dann axial betätigt, wenn
15 die Bremsvorrichtung aktiv, also angelegt ist. Andernfalls dreht der Ausrücker frei mit und die betreffende Kupplung wird nicht betätigt.

Die Betätigungsrichtung (Öffnen/Schließen) wird von der Drehrichtung des Motors bestimmt.

20

Bei Überblendschaltungen kompensieren sich (weitestgehend) die Betätigungs-
kräfte, so dass nur geringe Aktormomente aufgebracht werden müssen. Bei einer elektrischen Aktorik ist dies mit geringer Stromaufnahme verbunden. Überblendstrategien, bei welcher die Kupplungen nicht linear gegenläufig betätigt

werden, können realisiert werden, indem die Ausrückvorrichtungen (die „Muttern“) unterschiedlich stark oder unterschiedlich lange angebremsst werden, z. B. pulsierend.

- 5 Soll nur eine Kupplung betätigt werden, bleibt die Bremsvorrichtung der anderen Kupplung unbetätigt, so dass diese Kupplung nicht ein- oder ausgerückt wird.

- 10 Notöffnen (z. B. bei Vollbremsung) beider Kupplungen ist situationsabhängig wie folgt möglich:

Fall a) normaler Fahrbetrieb, eine Kupplung geöffnet, die andere geschlossen:

- 15 Die betreffende Kupplung wird normal geöffnet, indem die Bremsvorrichtung der anderen (offenen) Kupplung unbetätigt bleibt.

Fall b) Notöffnen während einer Schaltung:

- 20 Die Kupplungen werden unmittelbar nacheinander in der Weise geöffnet, dass zunächst die (gehende) Kupplung mit dem größeren übertragenen Moment geöffnet wird (die andere Kupplung befindet sich im Schlupf). Damit ist der Triebstrang nur noch mit geringem Schlupfmoment belastet und bereits in einem sicheren Zustand. Unmittelbar anschließend wird auch die zweite Kupplung geöffnet.

Als Bremsvorrichtung sind verschiedenste Typen von Bremsen oder Kupplungen denkbar, z. B. auf magnetischer oder magneto- bzw. elektrorheologischer Basis. Da nur die Reibung im Ausrücker überwunden werden muss, sind nur
5 geringste Momente erforderlich.

Mit der vorgestellten erfinderischen Lösung kann eine Doppelkupplung ohne funktionelle Einschränkung durch einen Antrieb in der Baugröße wie er für eine Kupplung erforderlich ist, betätigt werden, was Bauraum- und Kostenvorteile mit
10 sich bringt und den Maximalstrom insbesondere bei Überblendschaltungen minimiert.

Die durch die Erfindung erzielbaren Vorteile werden Im Folgenden kurz zusammengefasst.

15

- Bei gleichzeitiger Betätigung beider Kupplungen (Öffnen/Schließen) kompensieren sich die Kräfte.
- Der axiale Bauraum des Holwellenmotors des Kombiaktors für beide Kupplungen entspricht dem für einen Einzelaktor herkömmlicher Bauart.
- 20 - erhebliche axiale und radiale Bauraumvorteile gegenüber verschachtelter Anordnung zweier Einzelaktoren.
- keine funktionellen Einschränkungen gegenüber Einzelaktoren.
- Einsparungen bei der Leistungselektronik (4 Endstufen weniger).

Nachfolgend wird eine koaxiale Doppelhebelanordnung für ein erfindungsgemäßes Ausrückssystem eines Parallelschaltgetriebes näher erläutert.

5 Für ein Ausrückssystem eines Parallelschaltgetriebes ist eine mechanische Übertragungsstrecke zwischen den Aktoren und den Ausrücklagern anzuordnen.

10 Gemäß der vorliegenden Erfindung werden für die Anordnung von zwei Hebelsystemen und zwei Aktoren im Bauraum, sowie die Montage verschiedene vorteilhafte Lösungen angegeben.

Als Hebelsystem wird hier zunächst eine Betätigung über einen Kipp- oder Schwenkhebel verstanden. Beispiele hierfür zeigen die Figuren 50 und 51.

15 Wenn für ein Parallelschaltgetriebe (PSG) zwei Hebel verwendet werden, sind verschiedene Winkel- und Höhenlagen (in axialer Richtung) zwischen den beiden Hebeln möglich, wie dies die Figur 52 zeigt.

20 Wenn die Hebel in einer schiefwinkligen Lage positioniert werden, ist gemäß Figur 52 ein gewisser Höhenversatz der Hebel erforderlich.

Der Vorteil liegt jedoch in der frei wählbaren Winkelgröße und in der Verwendbarkeit von zwei baugleichen Hebeln.

Wenn die Hebel gemäß Figur 53 in gestreckter (ca. 180°) Lage angeordnet sind, kann durch unterschiedliche Breiten (Angriffsstellen am Ausrücklager) eine erhebliche Reduzierung der axialen Baulänge erfolgen.

- 5 Die Hebellagerungen und die Aktoren sind vorteilhaft in gleicher Höhenlage (axialer Position) angebunden. Es können somit z. T. auch gleiche Teile für die Lagerstellen eingesetzt werden.

- 10 Eine weitere Möglichkeit der Anordnung besteht gemäß den Figuren 54 und 55 eine Überdeckung (ca. 0° Winkellage) der beiden Hebel.

Die Vorteile dieser Anordnung sind im folgendem kurz zusammengefasst.

- Für beide Hebel kann eine gemeinsame Lagerstelle genutzt werden.
- Die gesamte Montage des Systems erfolgt in einem Schritt und von einer
15 Seite. Somit ist in der Seitenwand der Kupplungsglocke auch nur eine Öffnung für das Hebelsystem erforderlich. Die Kupplungsglocke kann daher in eine höhere Festigkeit besitzen.
- Beide Aktoren sind auf einer Seite der Kupplungsglocke (Getriebegehäuse) angeordnet. Die Anordnungsmöglichkeiten der Aktoren im Bau-
20 raum verbessern sich.

Für die Gestaltung der beiden Hebel ergeben sich gemäß den Figuren 56 bis 58 verschiedene Varianten. Es kann z. B. ein geteilter äußerer Hebel (Figur 57) oder ein ganzes Teil (Figur 58) verwendet werden.

Im Folgenden wird im Zusammenhang mit den Figuren 59 und 60 eine Variante erläutert, bei der ein Kipphebel und ein Schwenkhebel kombiniert sind. Durch diese Anordnung ist z. B. eine getrennte Lagerung der beiden Hebel zu erreichen. Zu berücksichtigen sind hierbei Variationsmöglichkeit in den Übersetzungen der Hebel sowie die Veränderung der Krafrichtungen.

Im Zusammenhang mit den Figuren 61 und 62 wird nun eine Variante mit einer Kombination mit Schiebegabeln beschrieben.

Ähnlich wie bei Drehgabeln ist auch eine Lagerung der Schiebegabeln durch Schubgelenke vorteilhaft (entspricht den Schaltbetätigungen). Diese Variante eröffnet andere Möglichkeiten für die Kupplungsaktorik.

Die Figuren 63 und 64 zeigen eine Variante mit einer Kombination mit Drehgabeln.

Durch den Einsatz von Drehgabeln ergeben sich andere Möglichkeiten zur Anordnung der Ausrücksysteme. Auch hierbei ist eine koaxiale Anbringung der Aktoren einsetzbar.

Die Figuren 65 und 66 zeigen eine Montageeinheit von Drehgabeln, Drehlagerung und Führungsrohr.

Diese Variante bietet Vorteile für die Montage.

Die Drehgabeln mit ihren Lagerstellen sind mit dem Führungsrohr zu einer Montageeinheit verbunden. Diese Baugruppe kann separat in der Kupplungsglocke montiert werden oder sie ist deckelfest an der Kupplungseinheit fixiert.
5 Bei dem abschließenden Anbau der Aktoren werden die Drehwellen mit Steckkupplungen zu den Drehgabeln verbunden.

Für die Anbringung der Aktoren sind in den Figuren 67 bis 69 Beispiele dargestellt. Vorteile können hier durch die coaxiale Anordnung der Aktoren (Figuren 67,68), oder durch eine winkelige Lage (Figur 69) der Aktorrichtungen erreicht werden.
10

Die beiden Aktoren können kombiniert werden. Somit ist z. B. ein gemeinsames Gehäuse mit nur einer elektrischen Steckverbindung bzw. eine gemeinsame Montage realisierbar.
15

Der mit der Anmeldung eingereichte Patentanspruch ist ein Formulierungsvorschlag ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.
20

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Ab-

änderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie dem Anspruch beschriebenen

- 5 und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

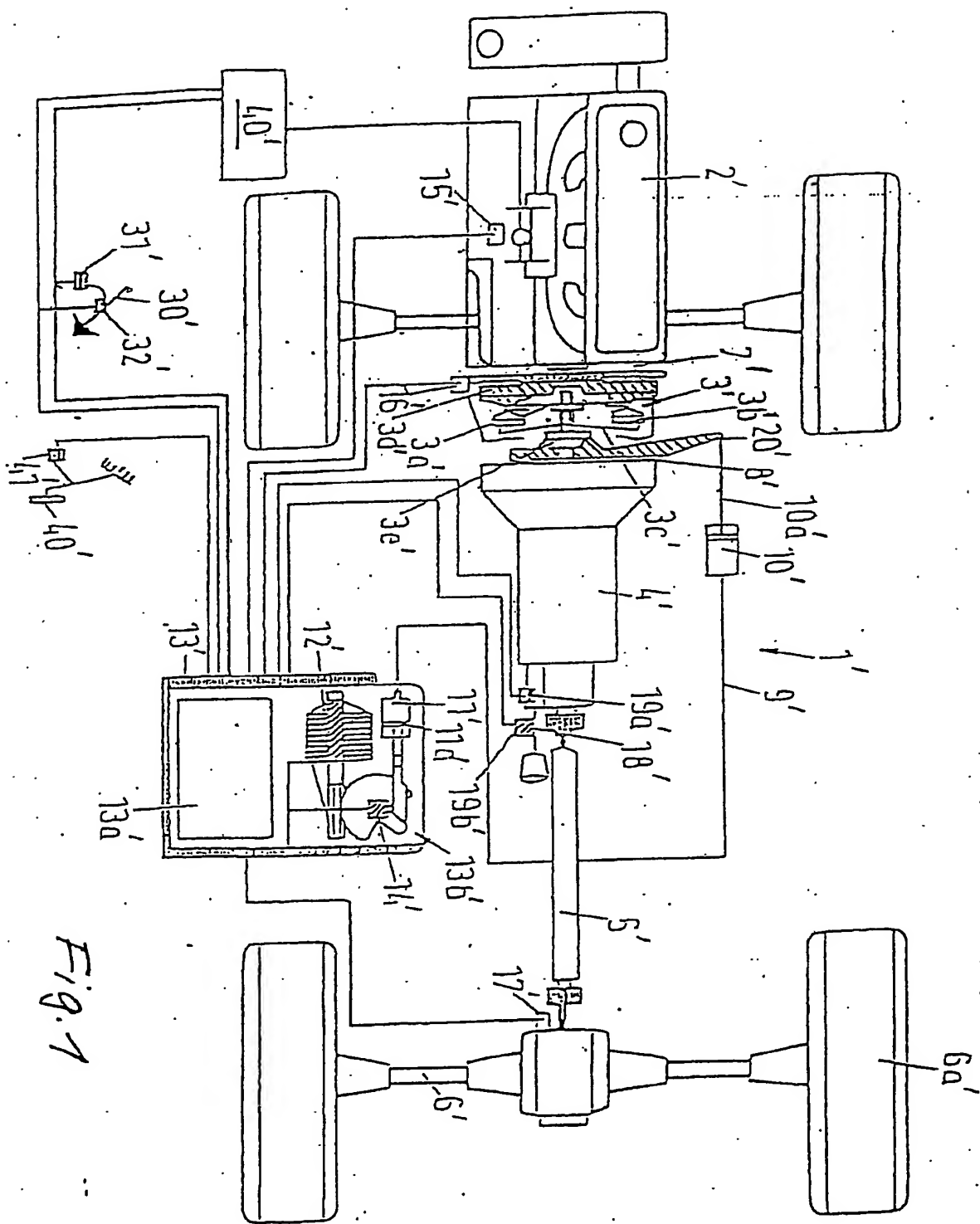
LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0587 A

Zusammenfassung

5

Die Erfindung betrifft ein mechanisches Ausrücksystem für ein Doppelkupplungs-
getriebe eines Kraftfahrzeuges.



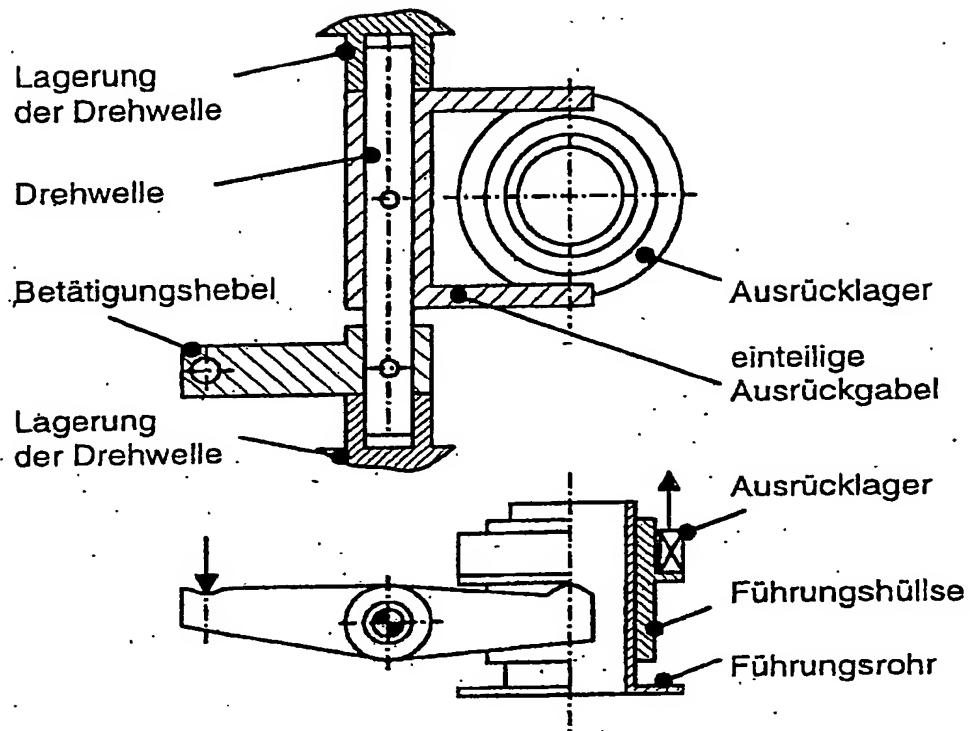


Fig. 2

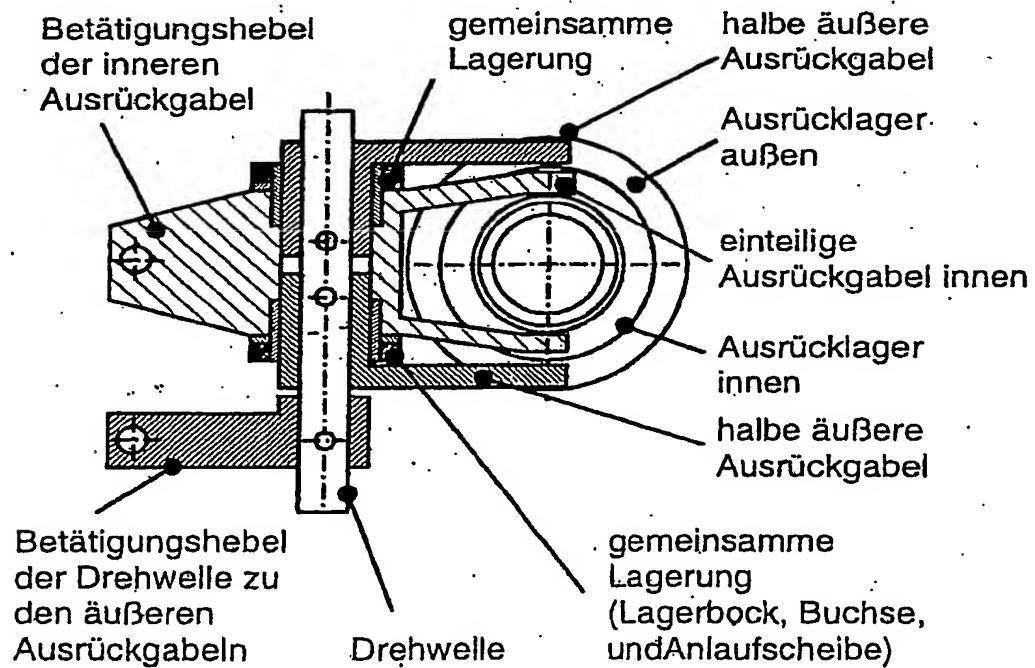


Fig. 3

doppelt angeordnete Drehgabeln mit coaxialen Drehachsen.

Fig. 4

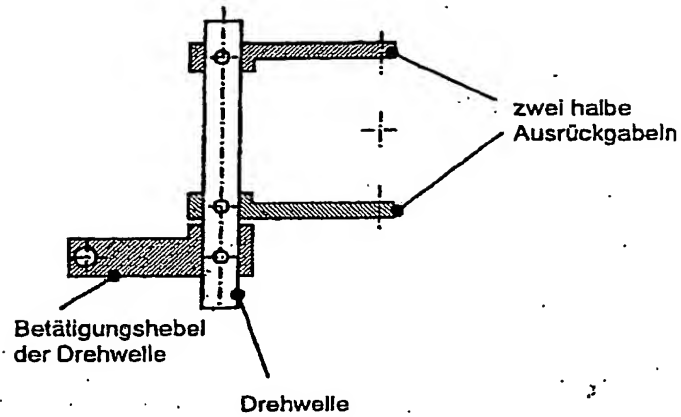
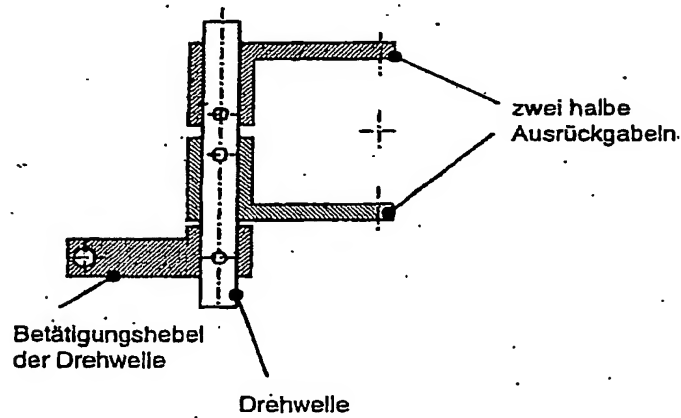


Fig. 5



Möglichkeit zur Gestaltung der zwei Halbgabeln
oben: ungünstige Anbindung der beiden Halbgabeln (Fig. 4)
unten: vorteilhafte Verbindung der beiden Halbgabeln zur Drehwelle (Fig. 5)

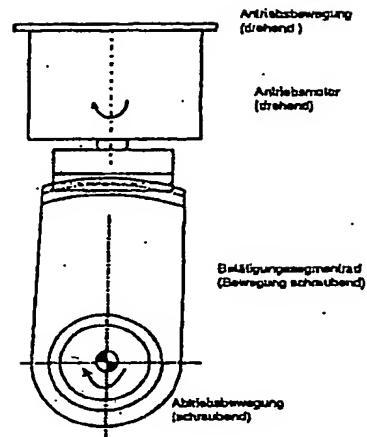
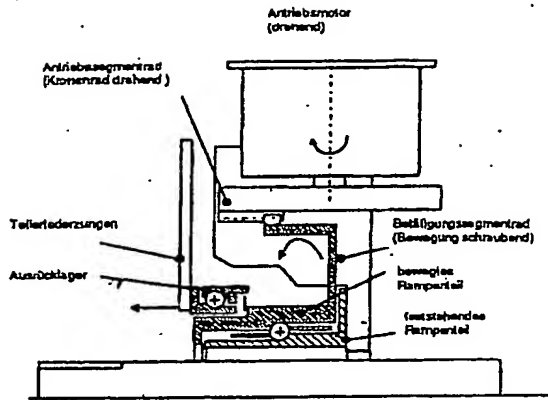


Fig. 6

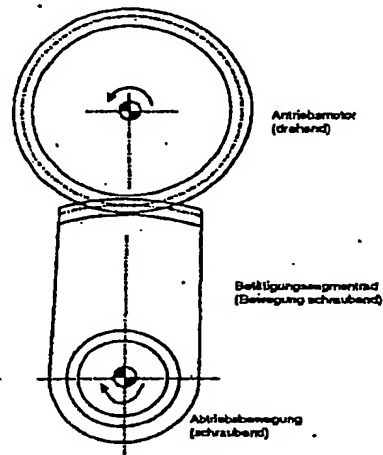
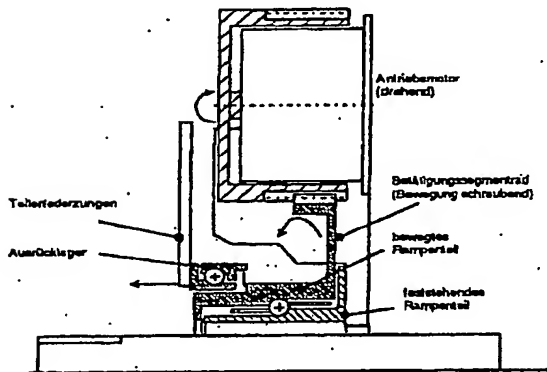


Fig. 7

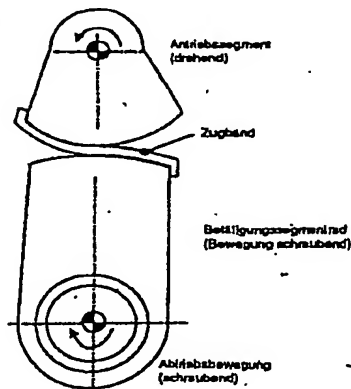
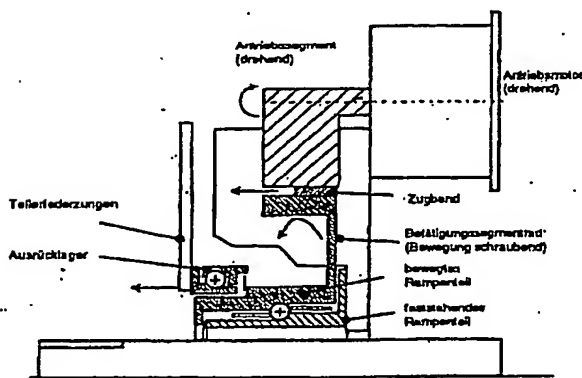


Fig. 8

herkömmlicher MZA

- a) Betätigung durch Kronenradgetriebe (Fig. 6)
- b) Betätigung durch Stirnradgetriebe (Fig. 7)
- c) Betätigung durch Bandgetriebe (Fig. 8)

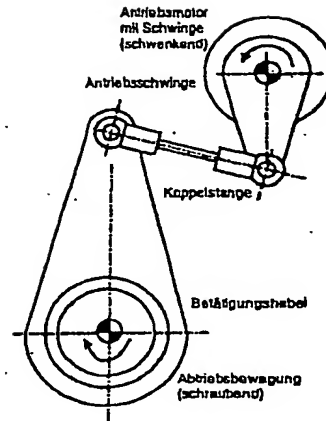
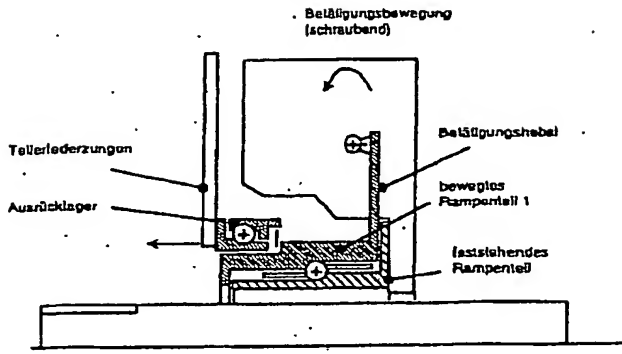


Fig. 9

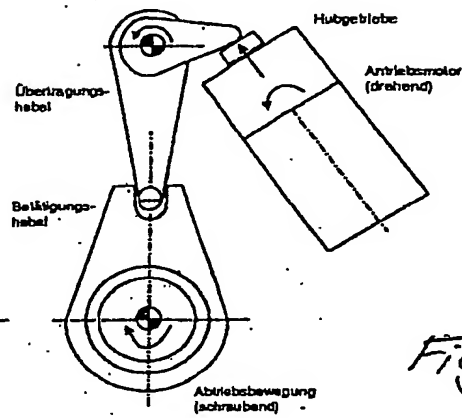
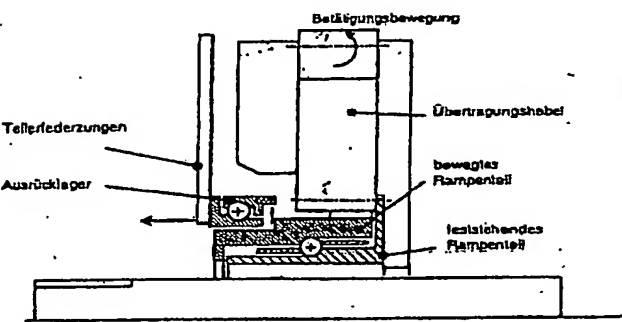


Fig. 10

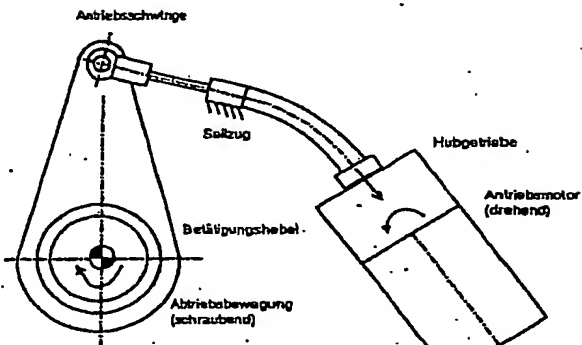
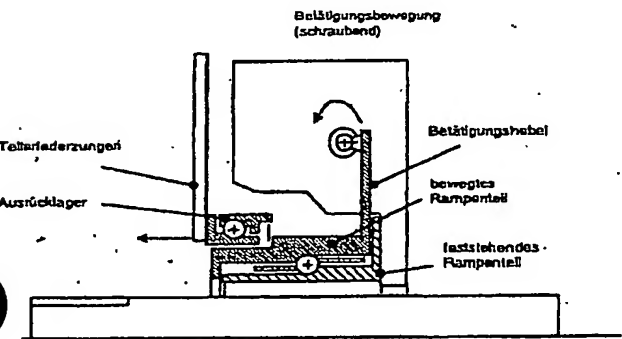


Fig. 11

herkömmlicher MZA

- d) Betätigung durch Koppelgetriebe mit Stange (Fig. 9)
- e) Betätigung mit Umlenkhebel (Fig. 10)
- f) Betätigung durch Seilzug (Fig. 11)

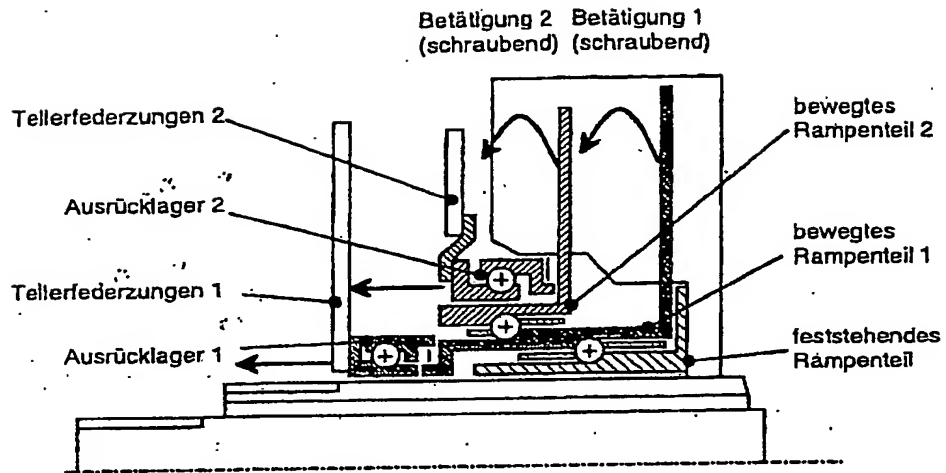


Fig. 12

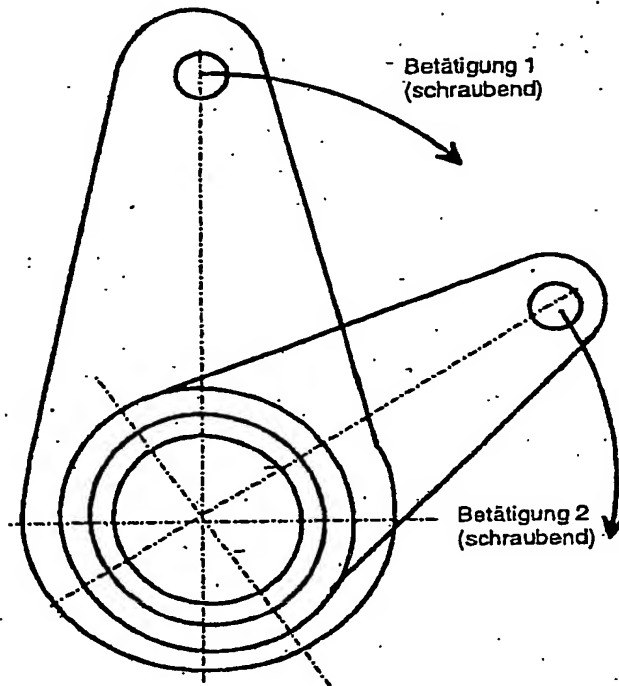


Fig. 13

doppelter, koaxial angeordneter MZA

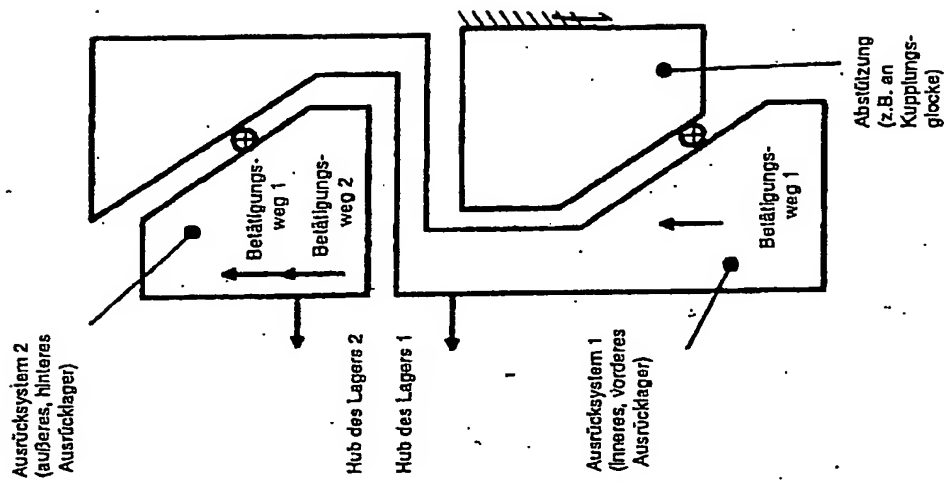


Fig. 14

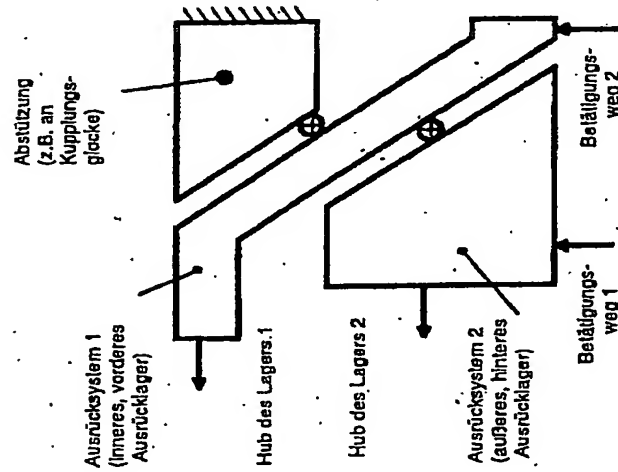
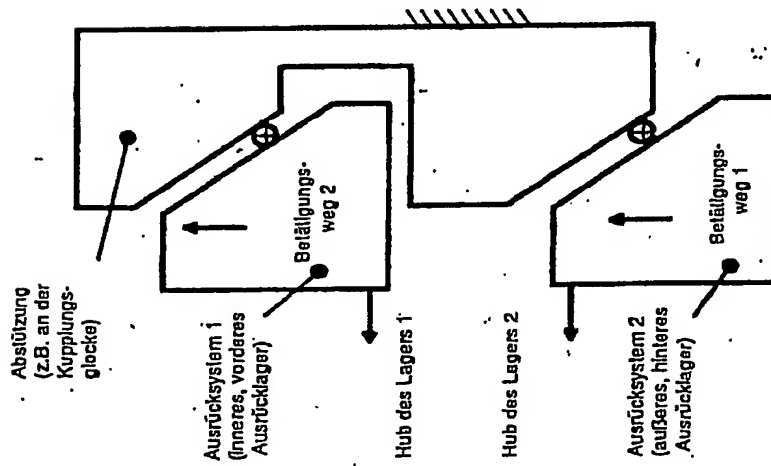


Fig. 15



Strukturen der Doppel-MZA

Fig. 16

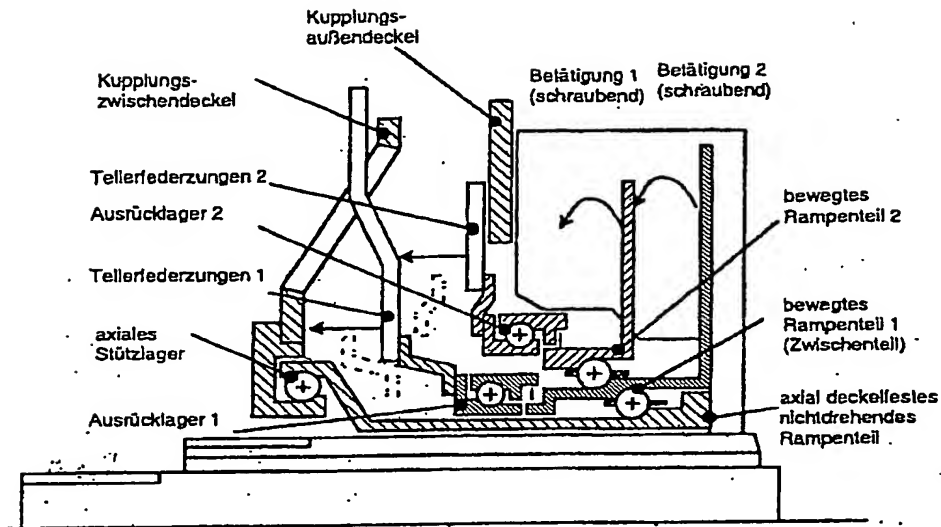


Fig. 18

Lagerung am mittleren Kupplungsdeckel vor beiden Tellerfedern

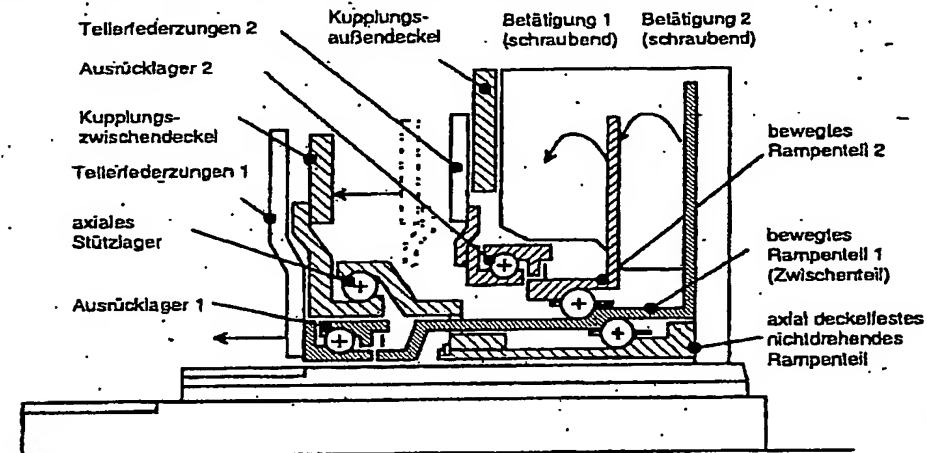


Fig. 19

Lagerung am mittleren Kupplungsdeckel zwischen beiden Tellerfedern

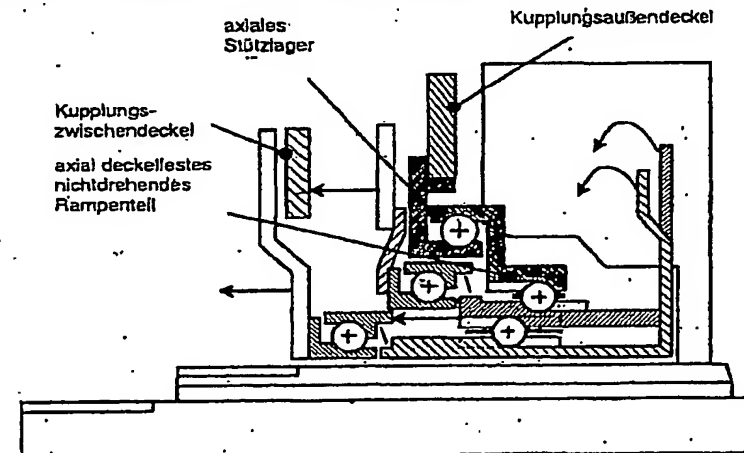


Fig. 20

Lagerung am äußeren Kupplungsdeckel hinter beiden Tellerfedern

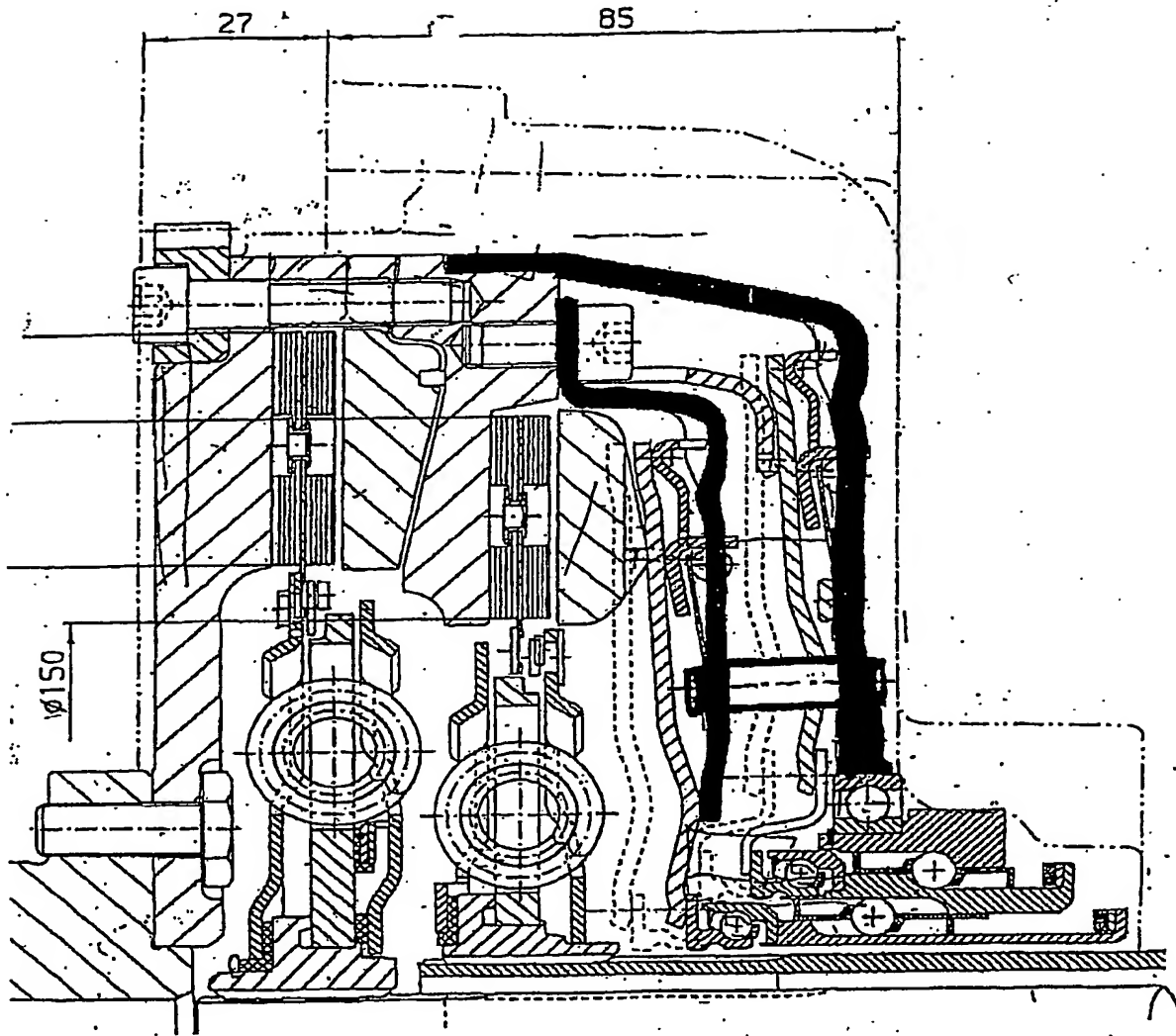


Fig. 21

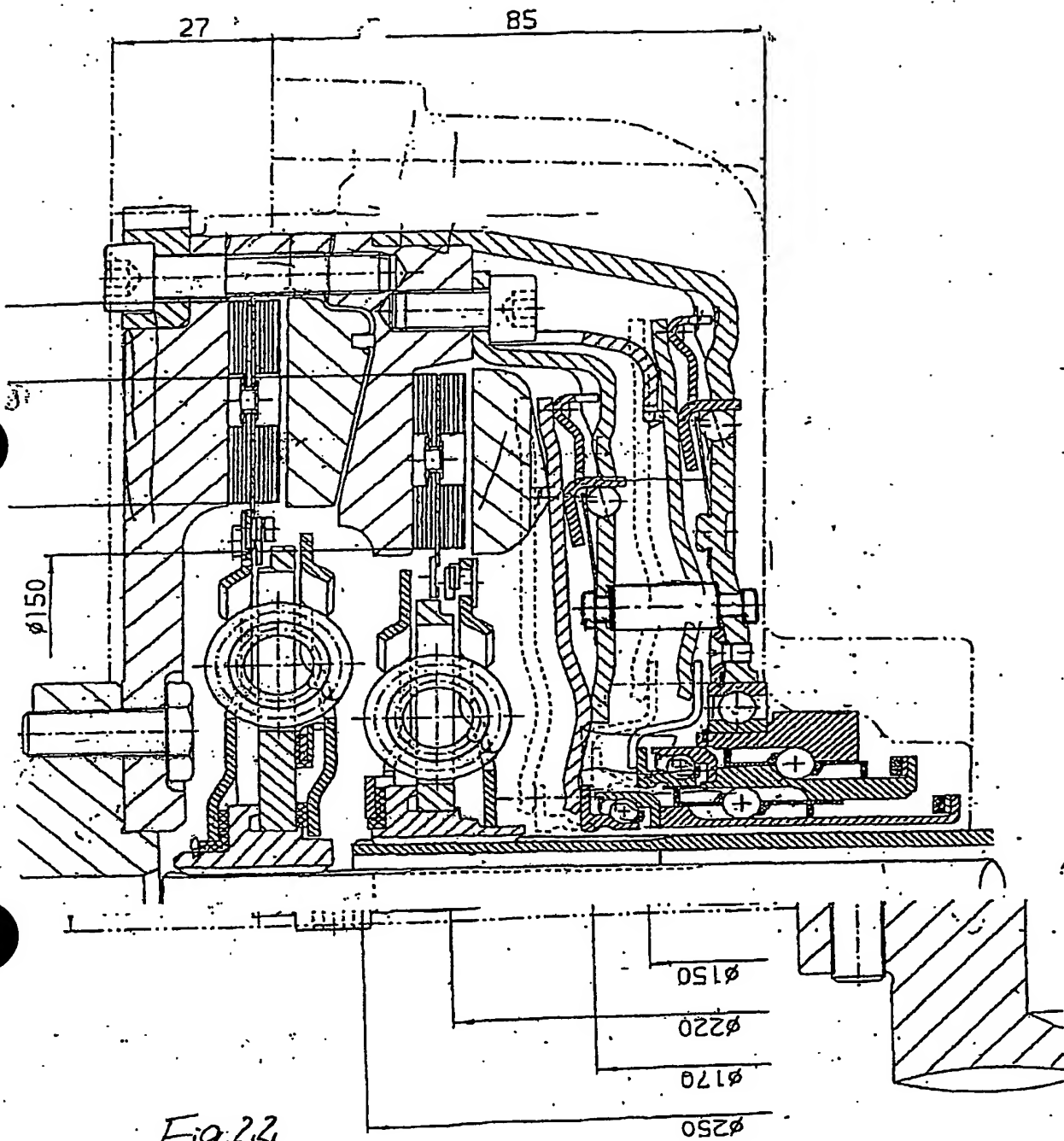


Fig. 22

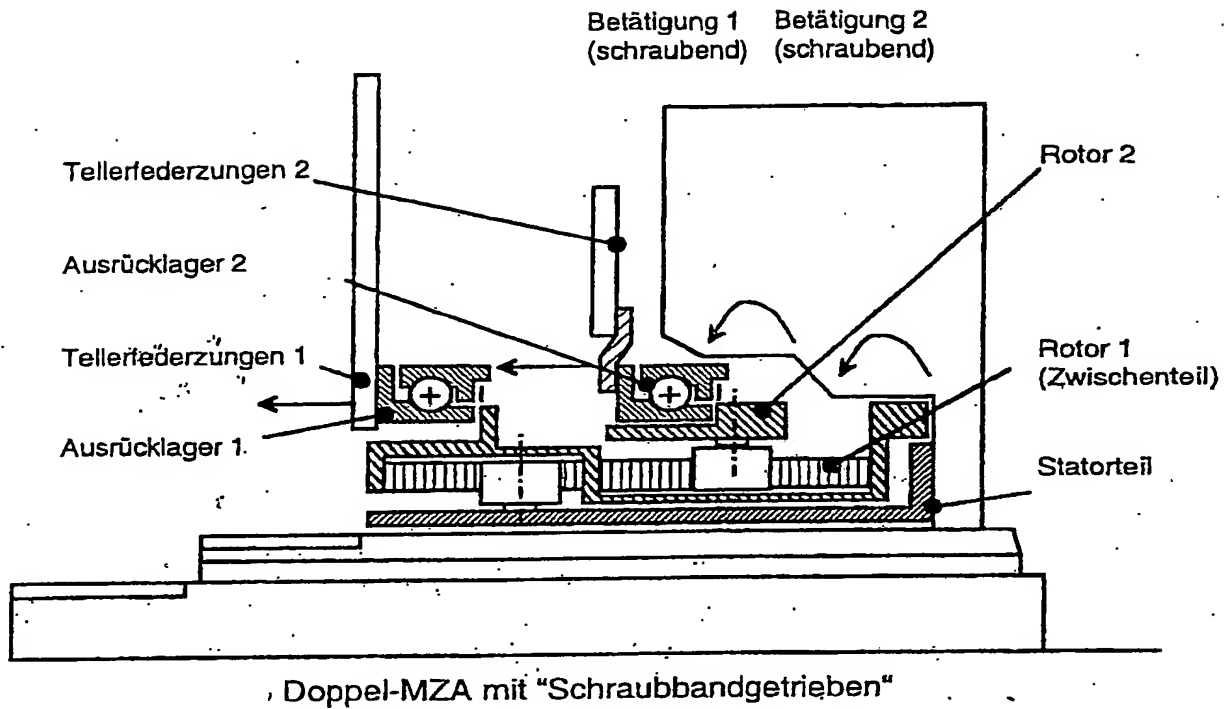


Fig. 17

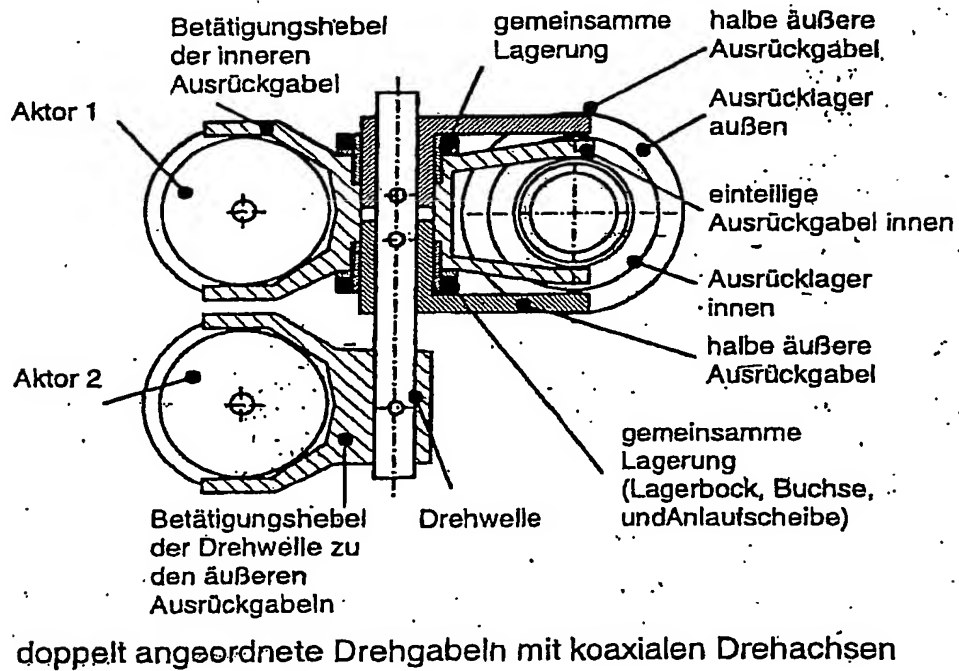


Fig. 23

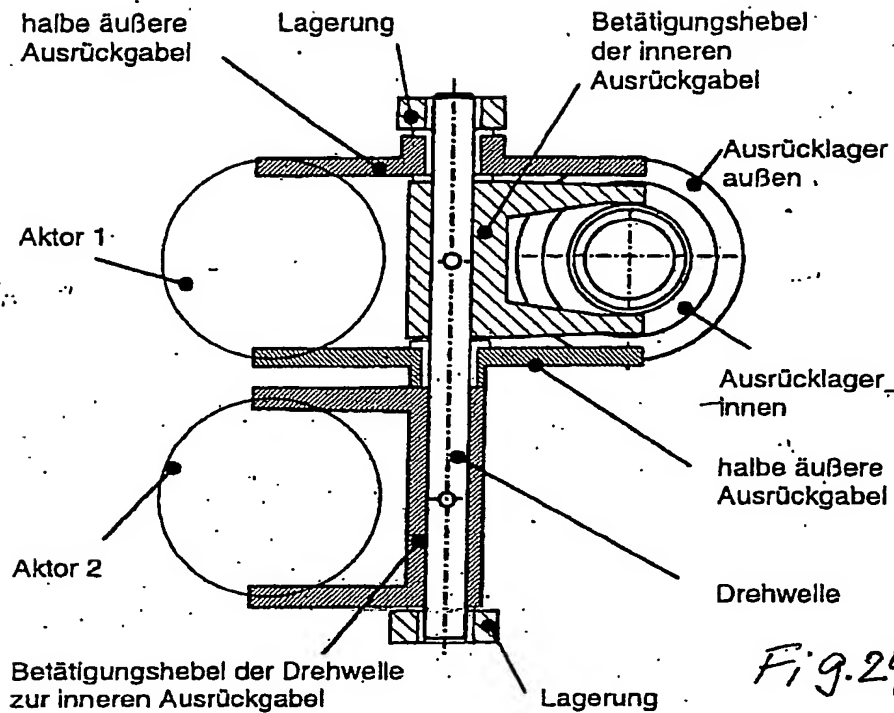
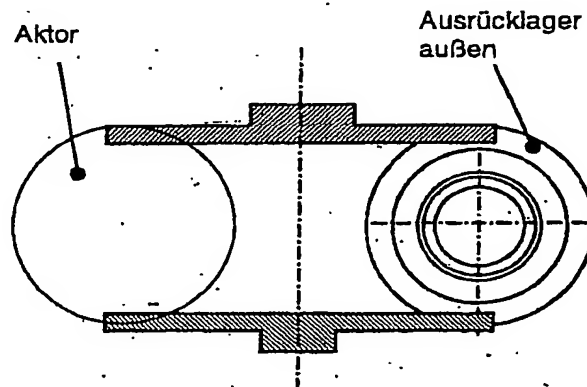


Fig. 24

doppelter Betätigungshebel für zwei konzentrische Ausrücklager



symmetrischer Aufbau des Betätigungshebel für das äußere Ausrücklager

Fig. 25

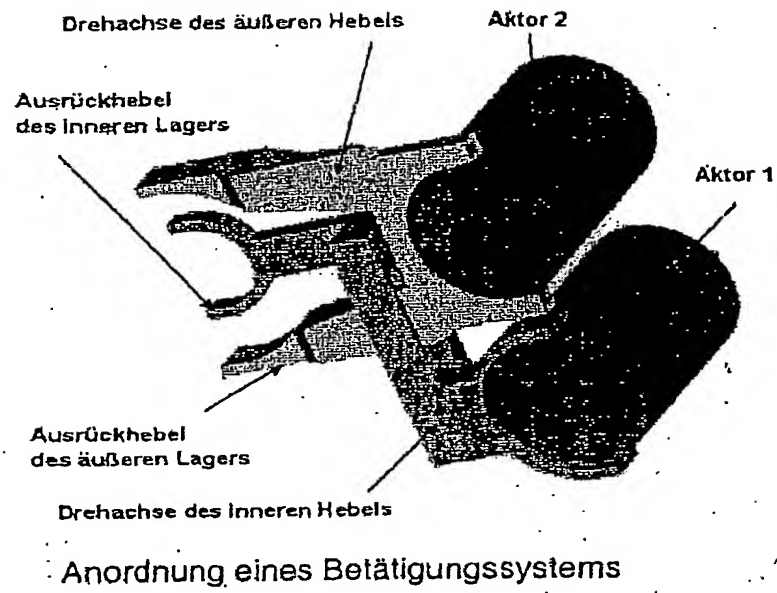


Fig. 26

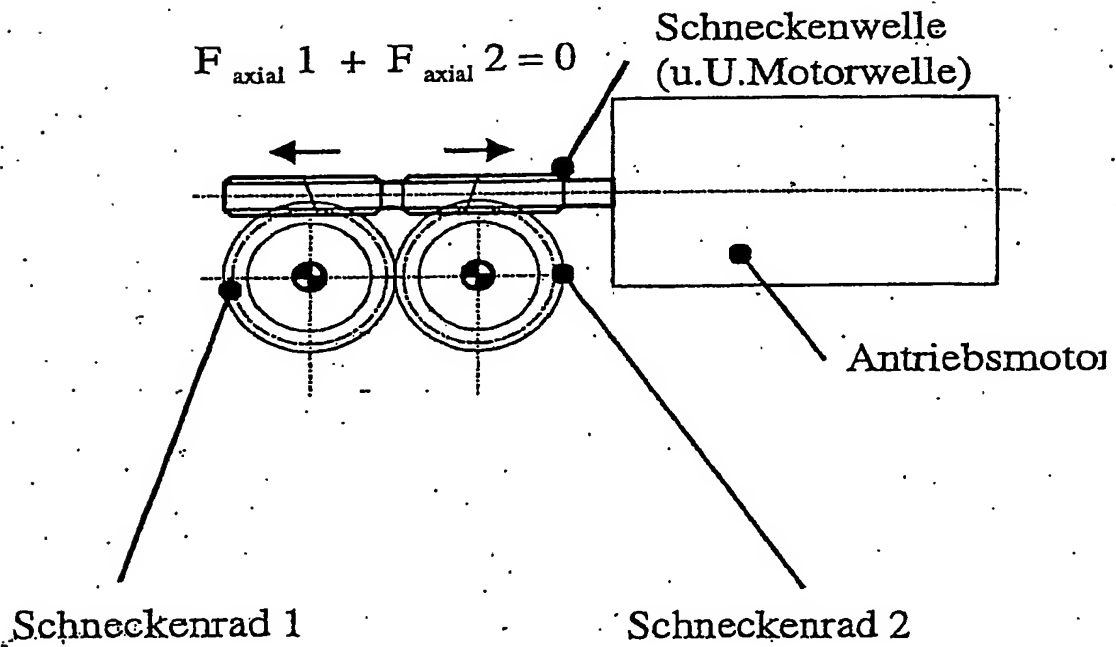


Fig. 27

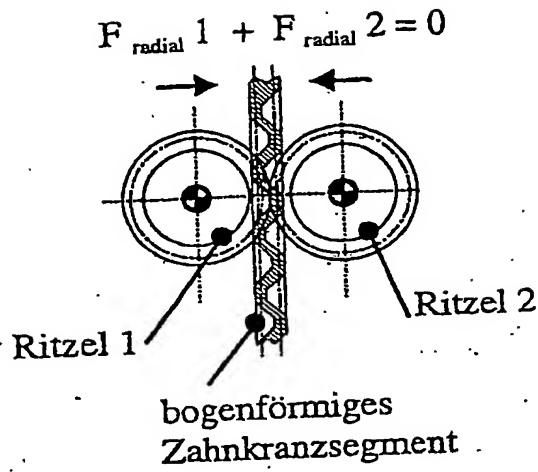


Fig. 28

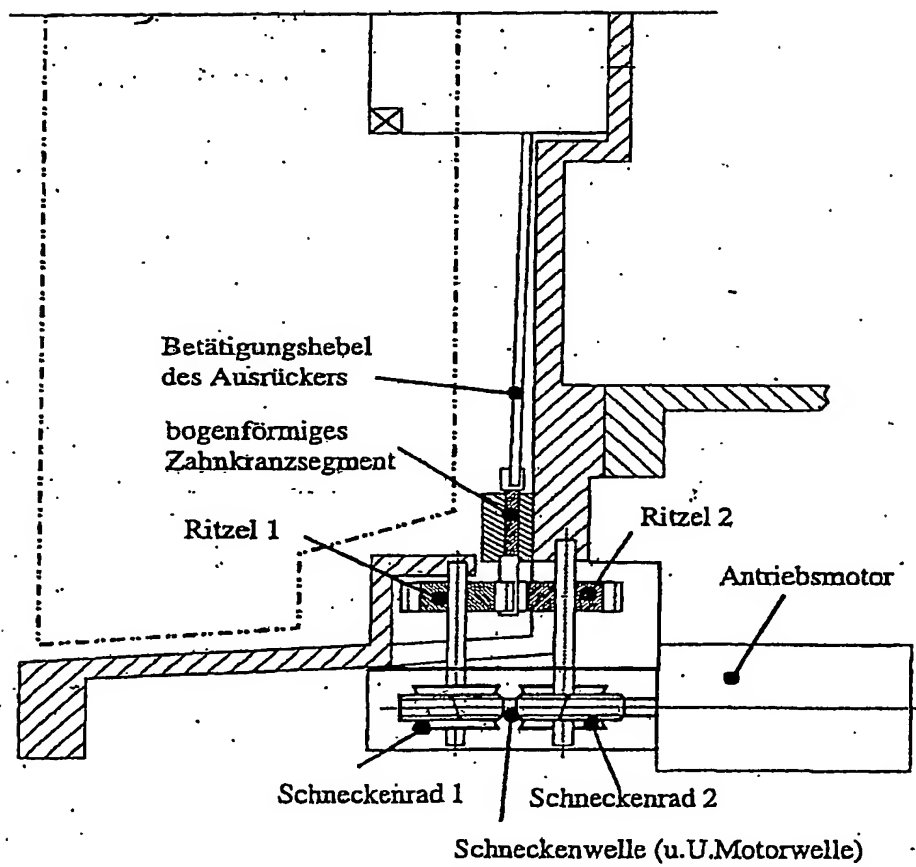


Fig. 29



Fig. 30

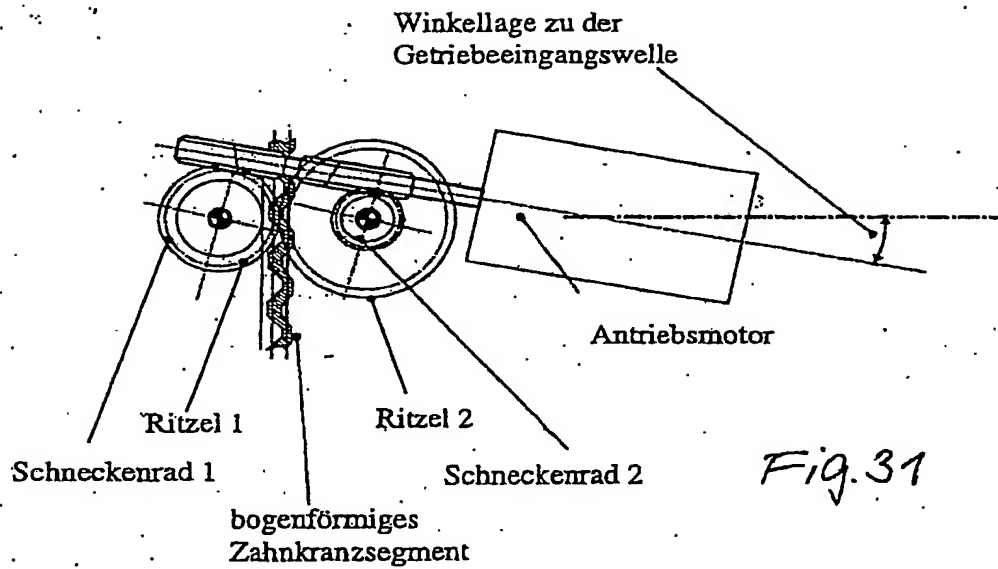
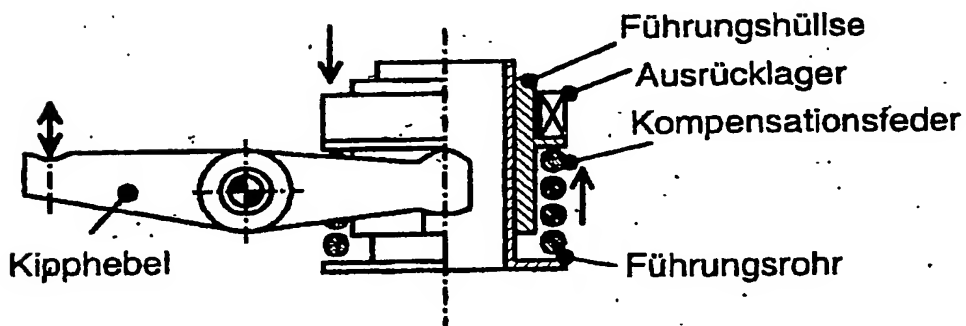


Fig. 31



Kompensationsfeder am Ausrücklager angeordnet

Fig. 35

Variante 1

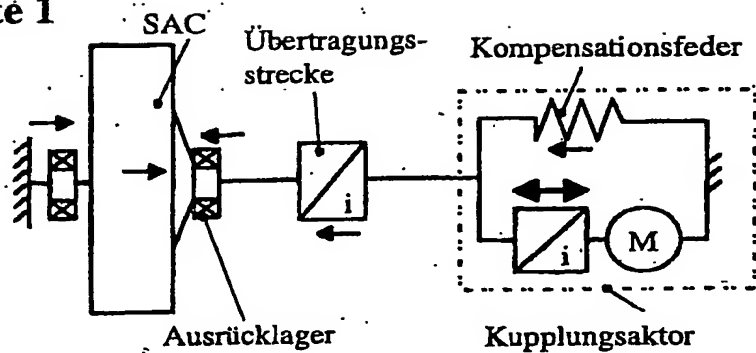


Fig. 32

Variante 2

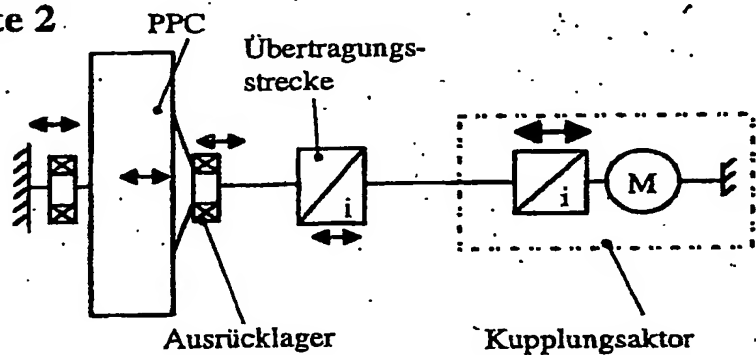


Fig. 33

Variante 3

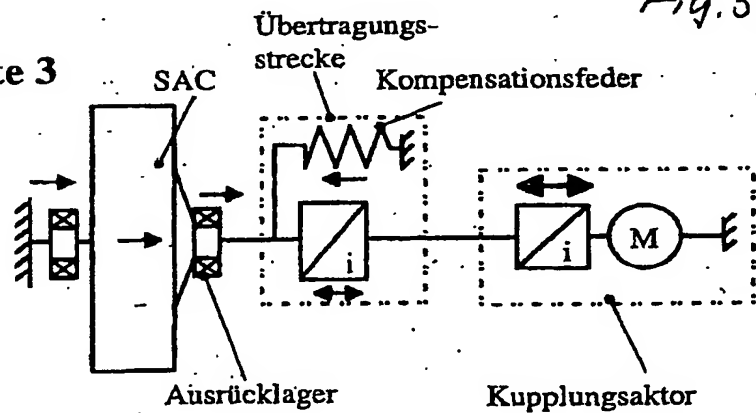
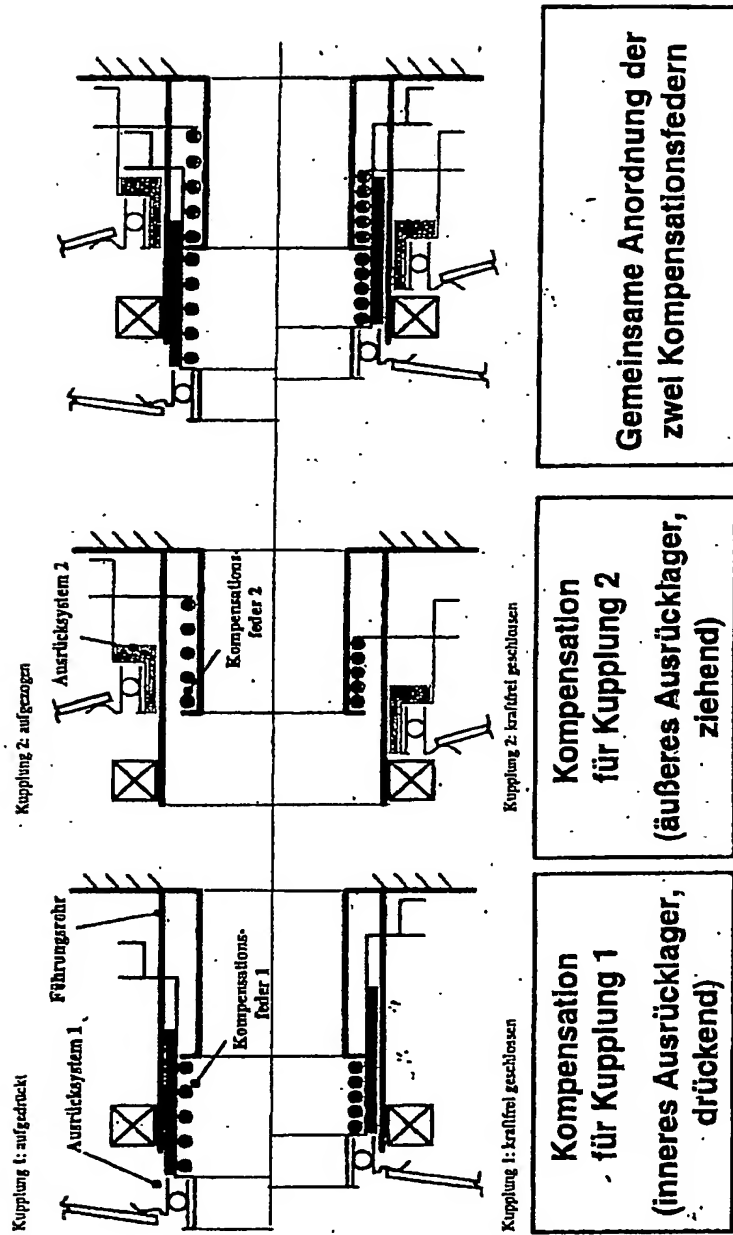


Fig. 34

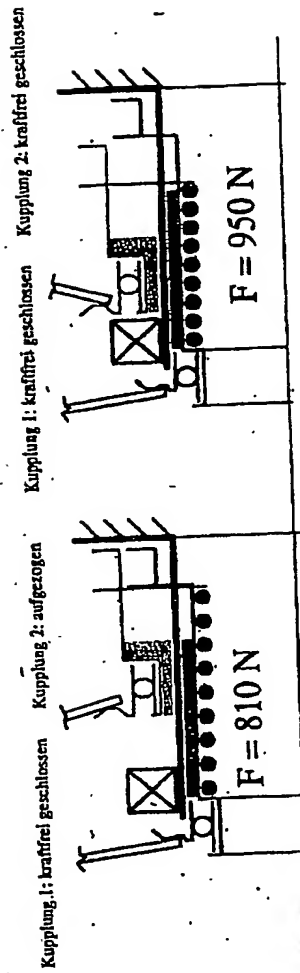
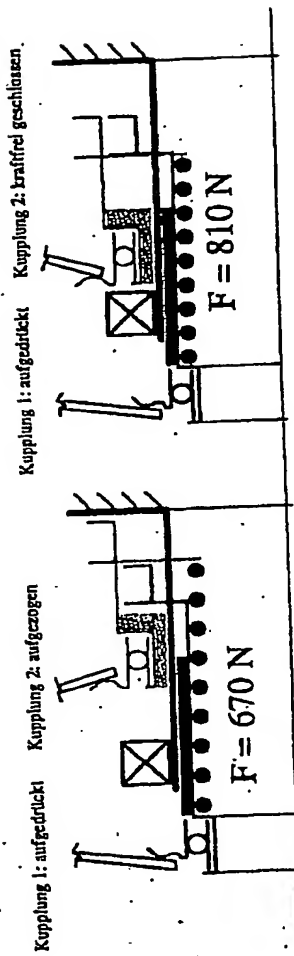
Anordnungsvarianten von Kupplung, Kompensation und Aktor

(Fig. 32-34)



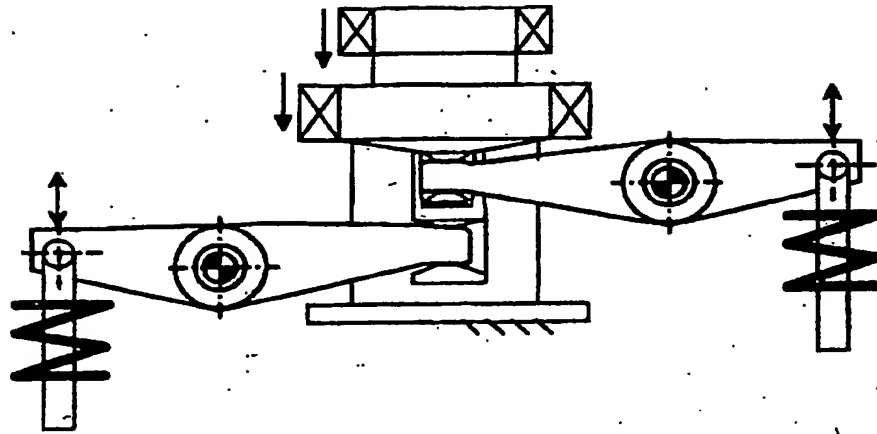
Zwei separate Kompensationsfedern an den Ausrücklagern einer Doppelkupplung

Fig. 37



Eine kombinierte Kompensationsfeder an den Ausrücklagern einer Doppelkupplung

Fig. 38



Zwei separate Kompensationsfedern an den Betätigungshebeln einer Doppelkupplung

Fig. 36

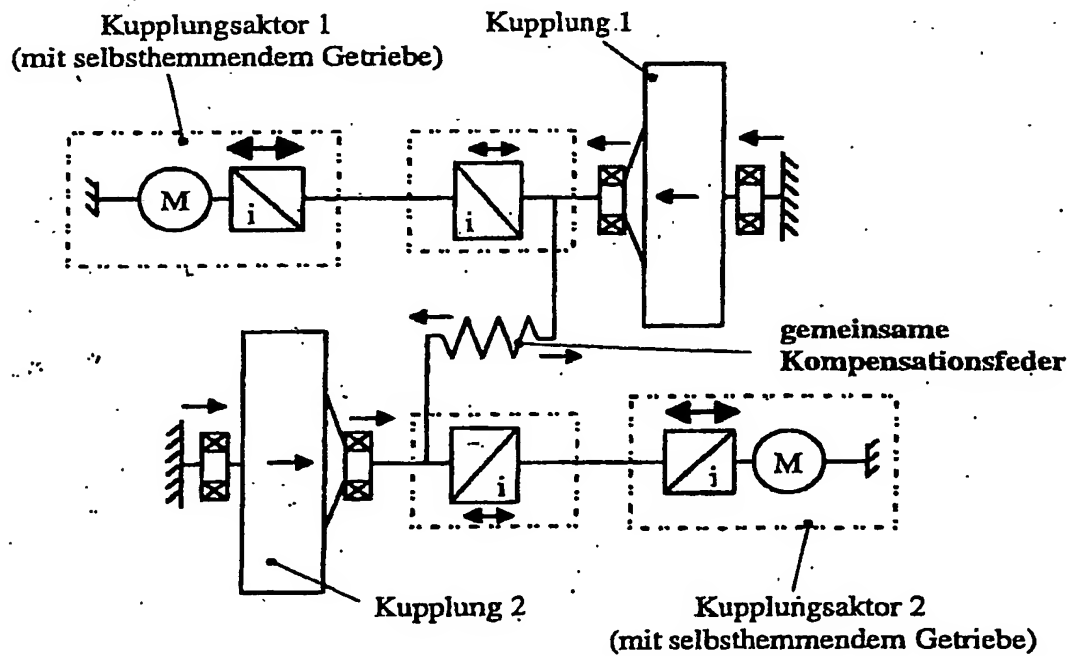
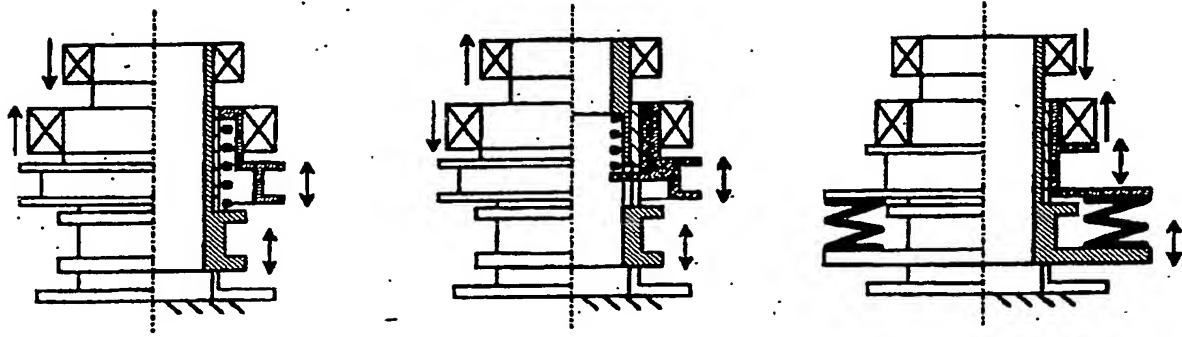


Fig. 39

Schematische Anordnung einer kombinierten Kompensationsfeder für zwei Kupplungen



Anordnungen einer Kompensation in einem Ausrücklagersystem

Fig. 40

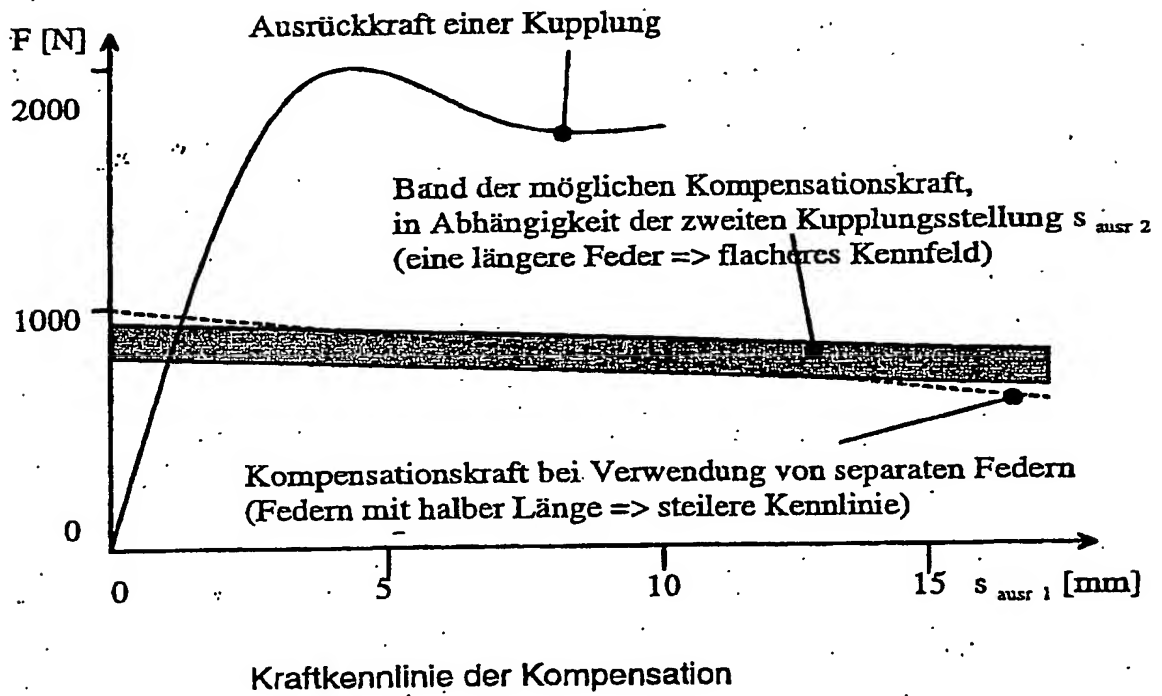
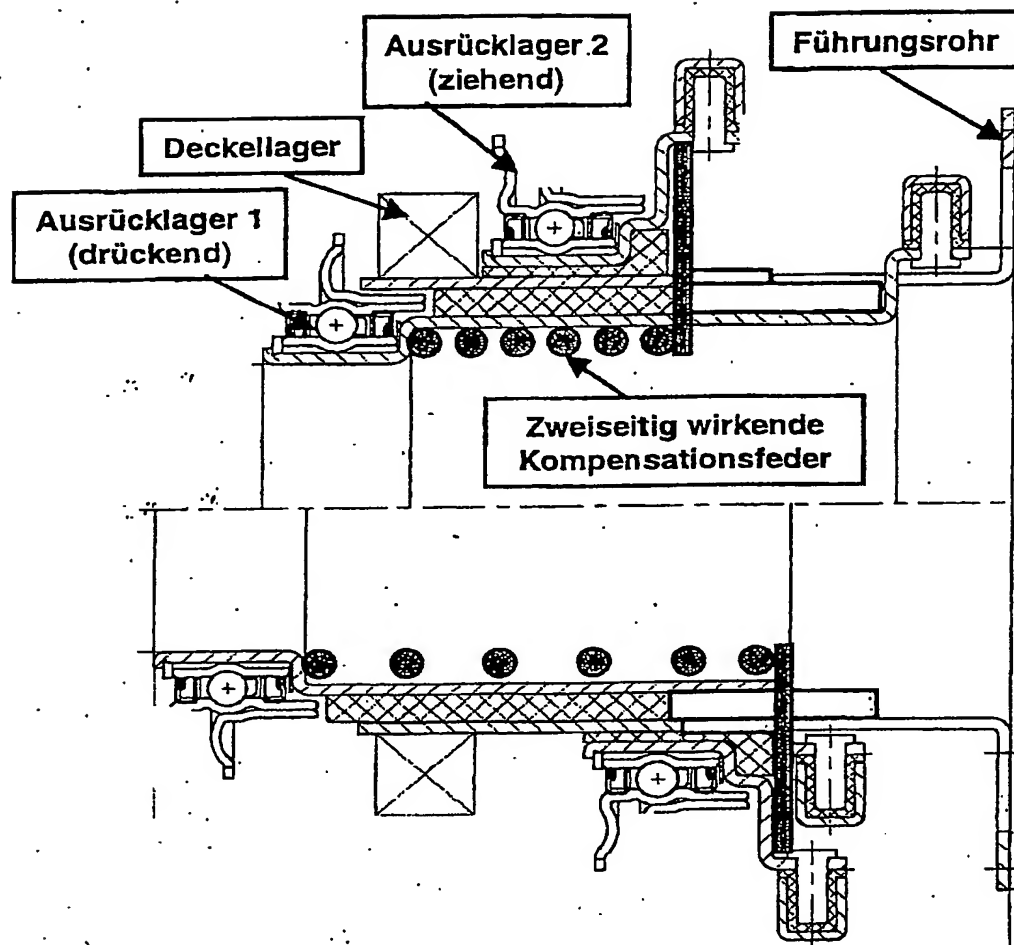


Fig. 42



Anordnungen einer Kompensation in einem Ausrücklagersystem

Fig. 41

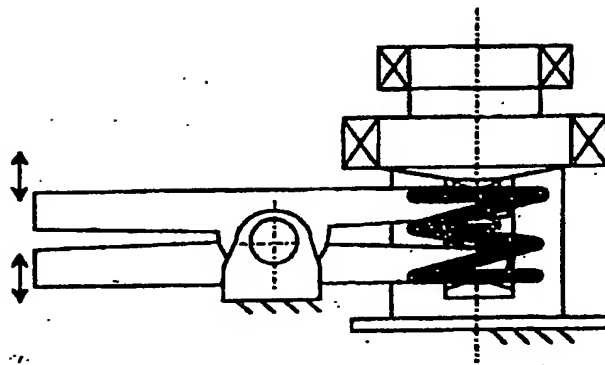


Fig. 43

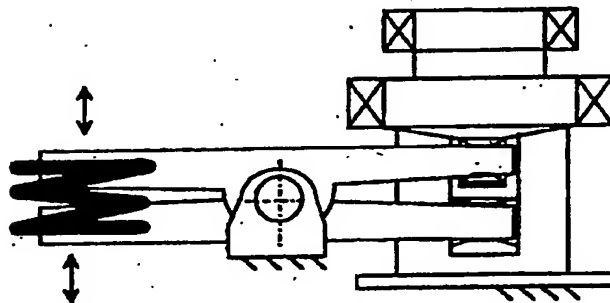


Fig. 44

Kompensationsfeder bei deckungsgleicher Anordnung der Betätigungshebel.
(Fig. 43-44)

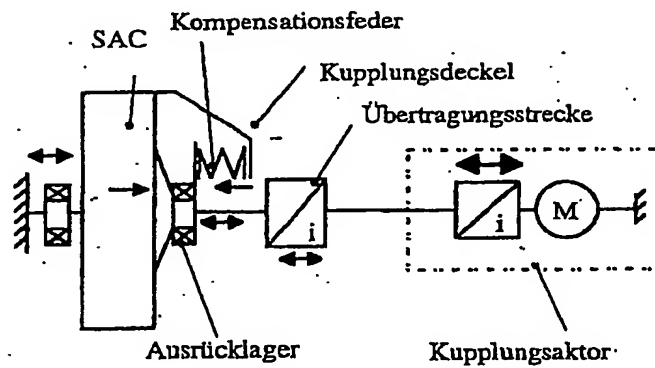


Fig. 48

Deckelfeste Kompensationsfeder

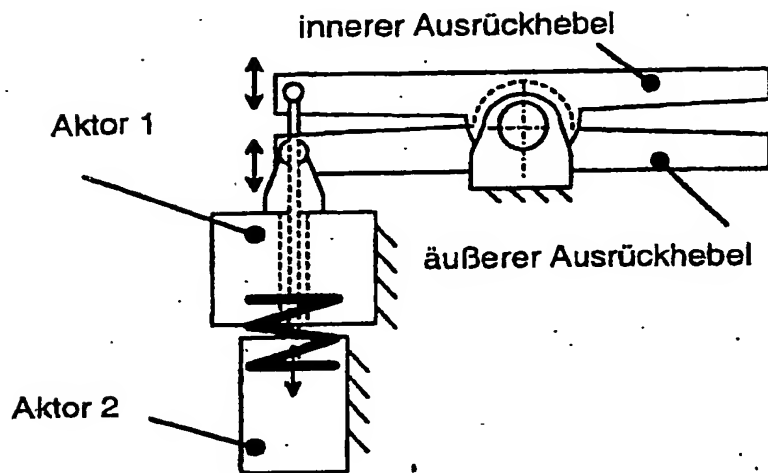


Fig. 45

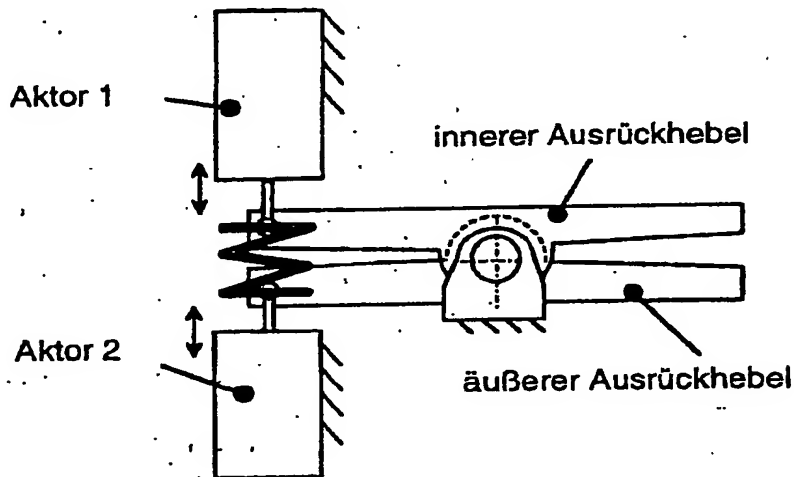


Fig. 46

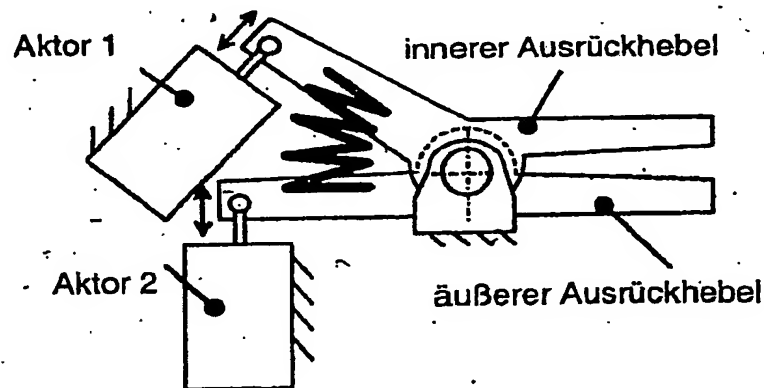
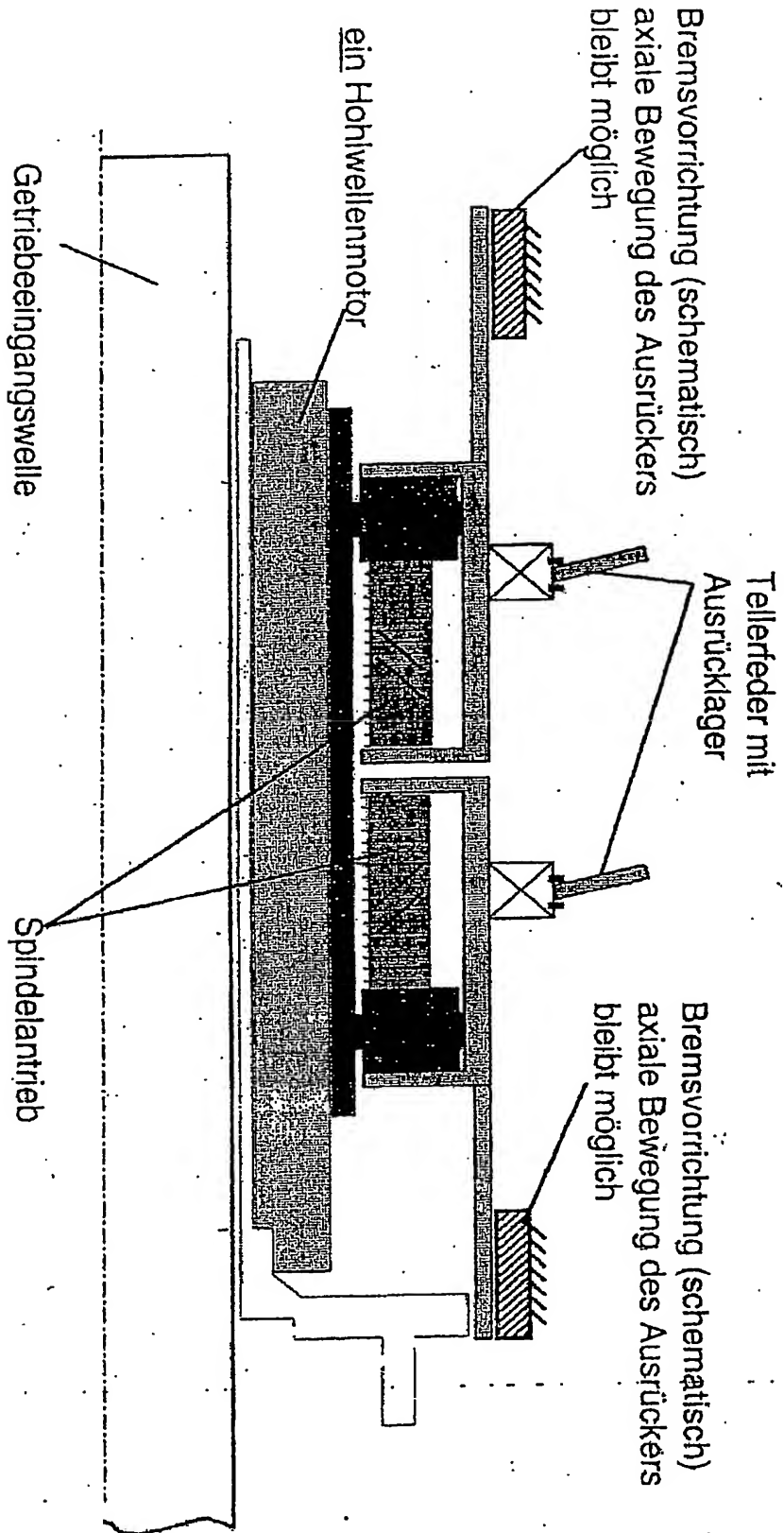


Fig. 47

Kombinierte Kompensationsfeder im Bereich der Aktorik (Fig. 45-47)



Ausrücksystem für eine Doppelkupplung (Schema)

Fig. 49

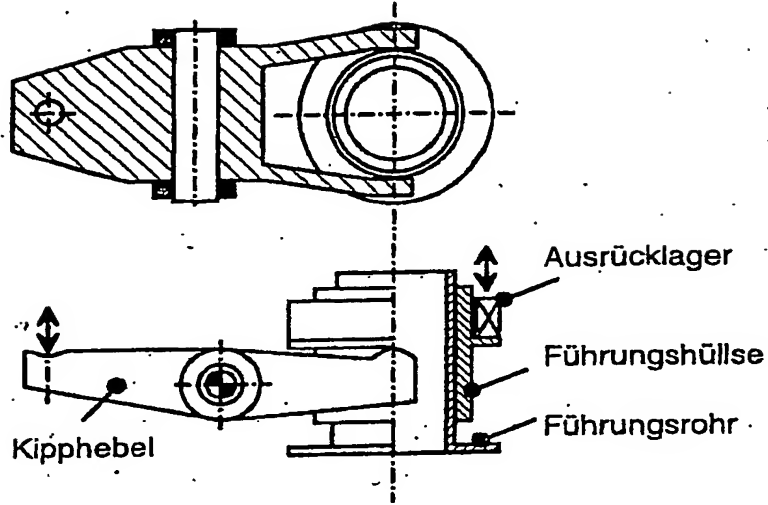


Fig. 50

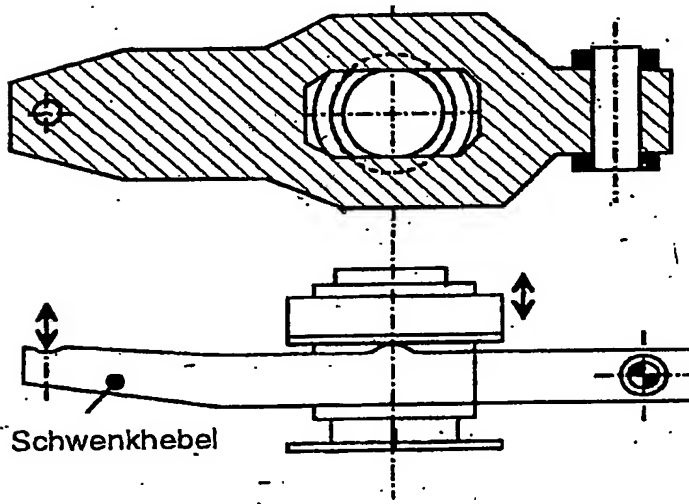


Fig. 51

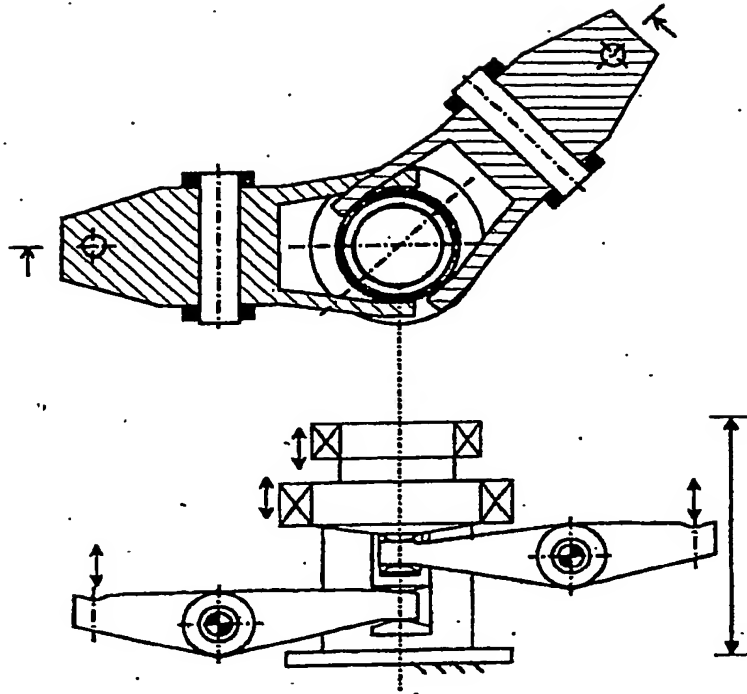


Fig. 52

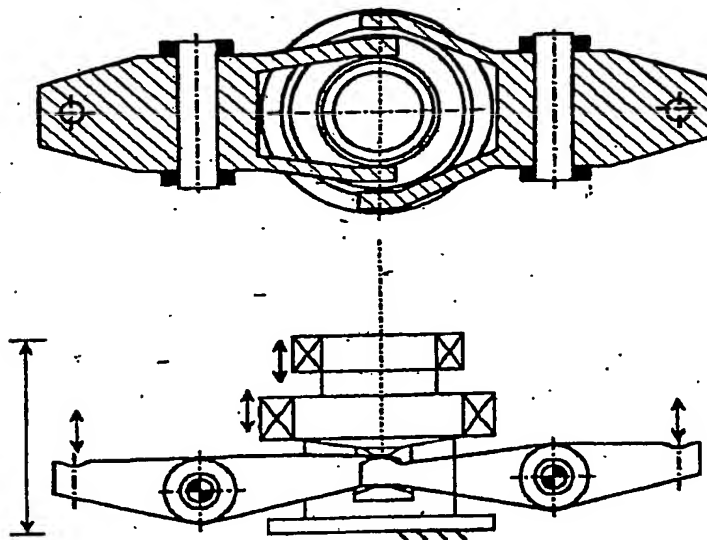


Fig. 53

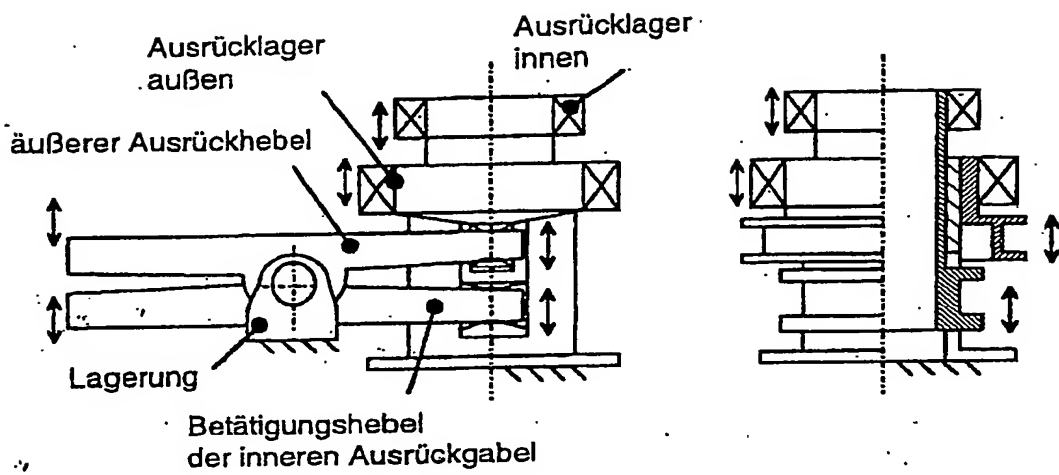


Fig. 54

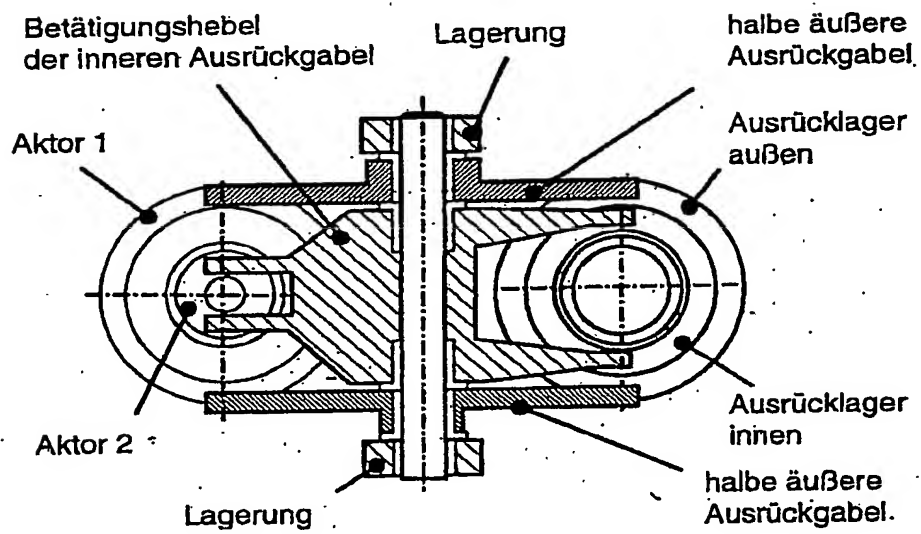
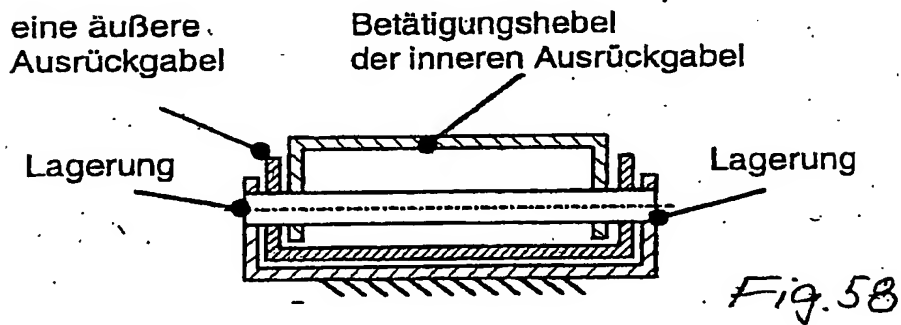
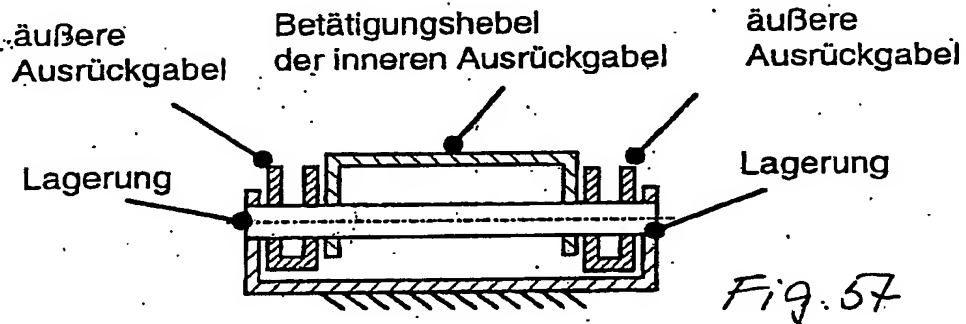
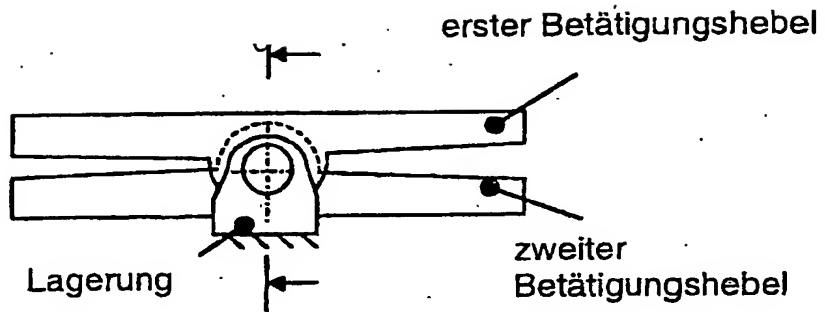


Fig. 55

Fig. 56



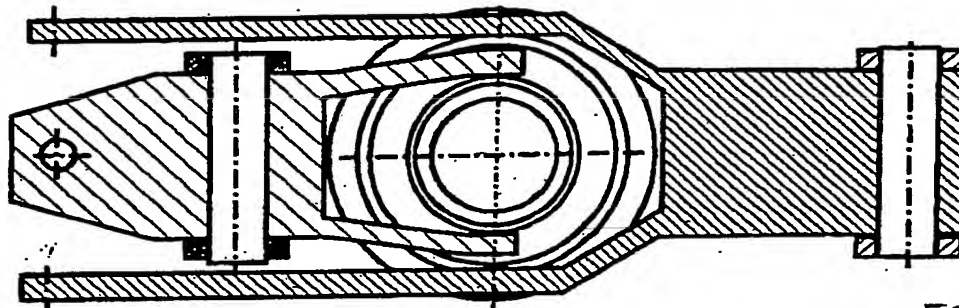


Fig. 59

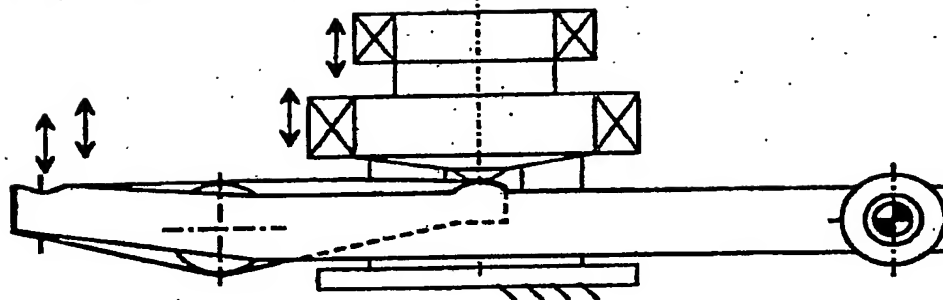


Fig. 60

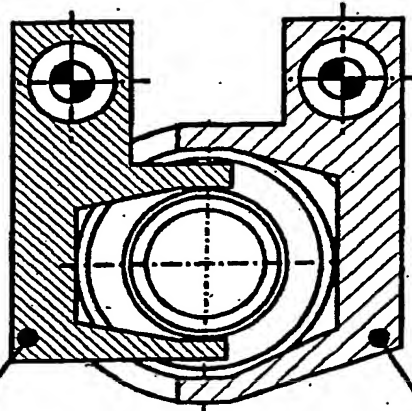
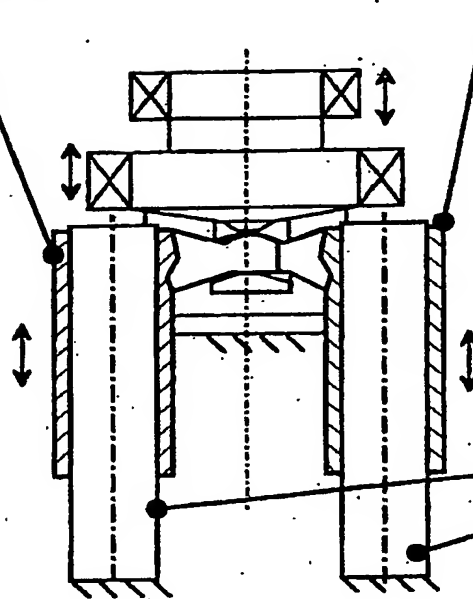


Fig. 61

Schiebestück 1

Schiebestück 2

F₁



Führungsteil

Fig. 62

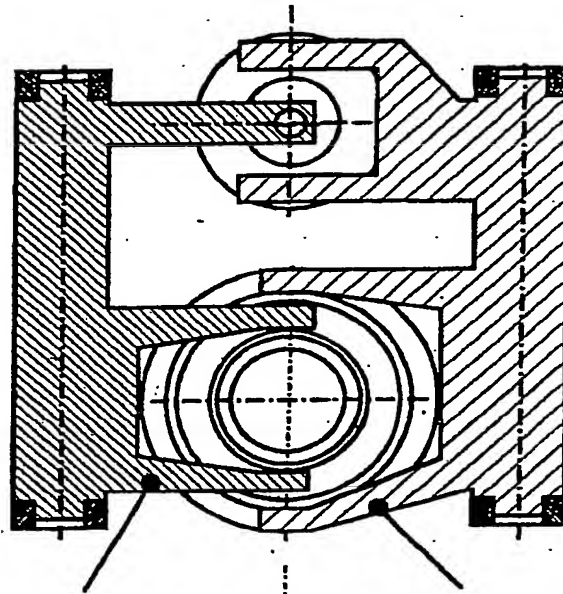


Fig.63

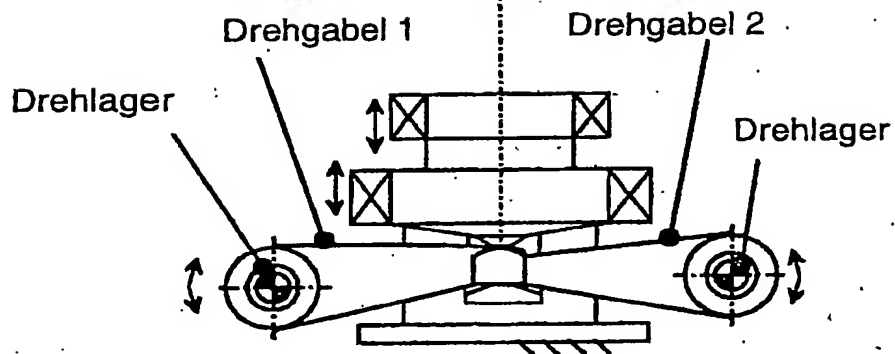


Fig.64

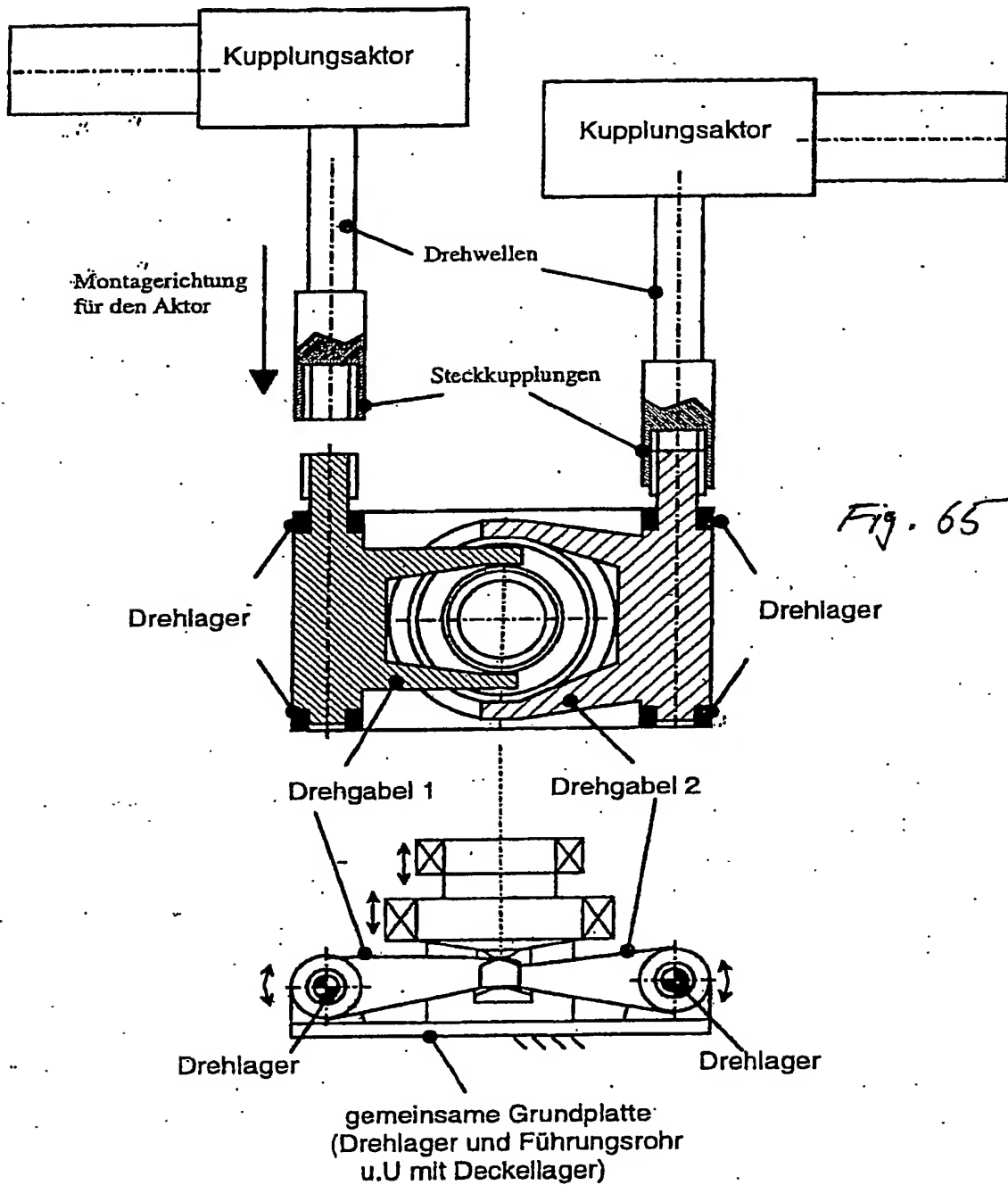
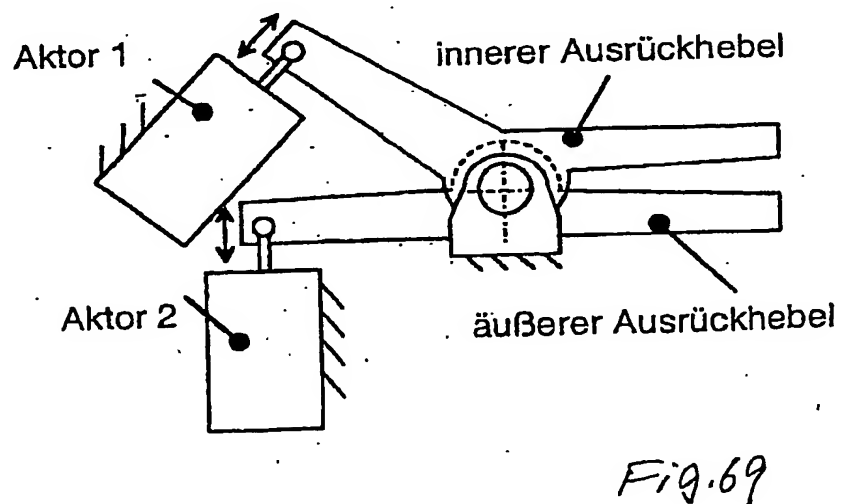
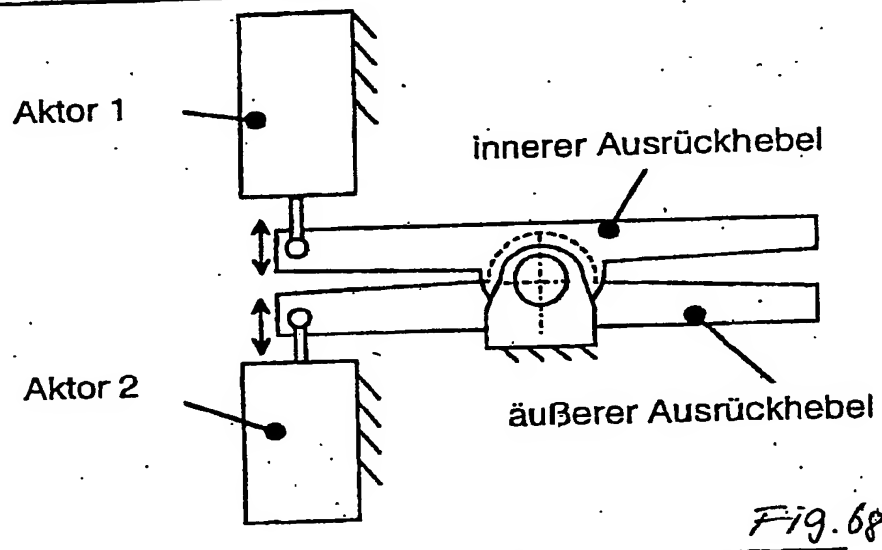
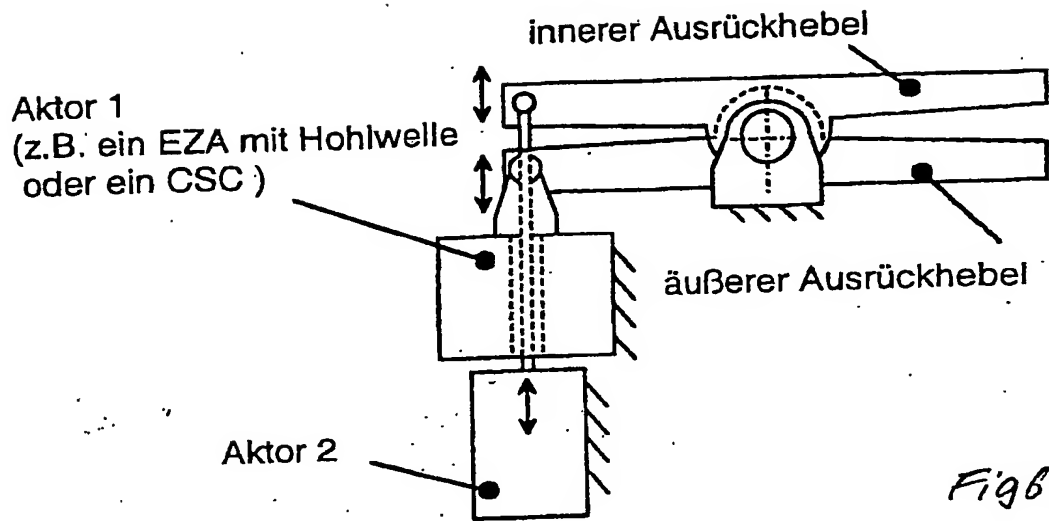


Fig. 65

Fig. 66



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.